

Die Heizungsanlagen.

Erster Theil.

1.2

Der zum Heizen von Räumen nöthige Wärmeaufwand.

Anleitung

zur

Beurtheilung aller den Wärmeaufwand beeinflussenden Vorkommnisse.

Von

F. H. Haase

geprüfter Civilingenieur, Patentanwalt in Berlin.

Mit erläuternden Figuren.

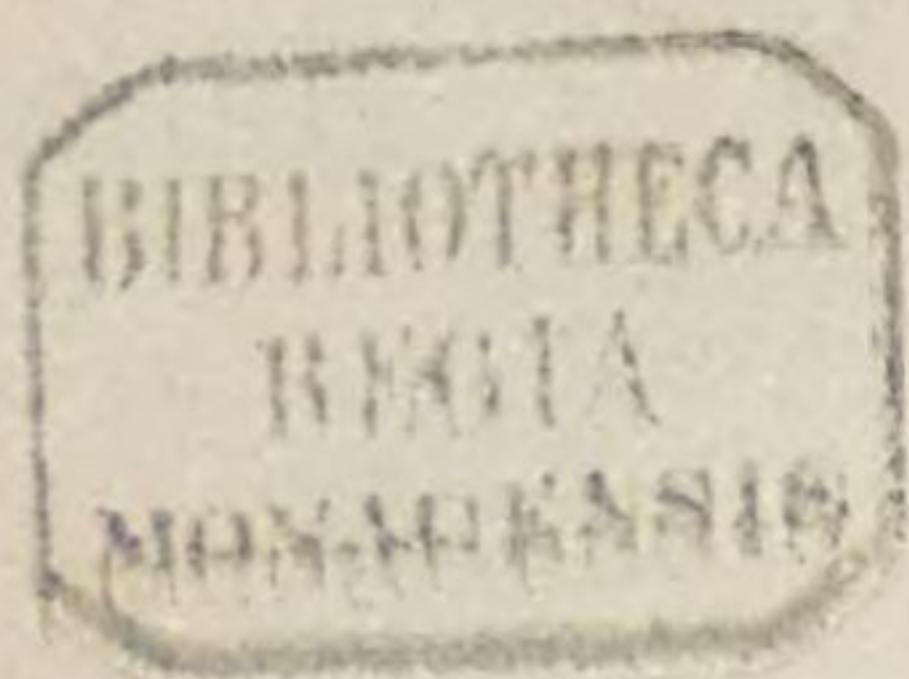
Leipzig

Verlag von Otto Wigand.

1894.

8625

Alle Rechte vorbehalten.



V o r w o r t.

Das Rechnen nach allgemeinen Normal-Wärmetransmissionscoefficienten gewährt nicht die Möglichkeit den Wärmebedarf für alle vorkommenden Verhältnisse zu ermitteln; insbesondere können Vorkommnisse wie Thüröffnungen und Undichtheiten, welche Luft in mehr oder weniger grosser Menge durchströmen lassen, sowie Feuchtigkeit u. a. m. bei Aufstellung von Normalcoefficienten überhaupt nicht berücksichtigt werden. Zudem hemmt die Anwendung von Normalcoefficienten zur allgemeinen Berechnung auch den Fortschritt im Heizungsfache sehr, weil sie dem Berechnenden gar nicht die Möglichkeit bietet die Richtigkeit seiner Rechnung zu übersehen.

Dieser Umstand, sowie die Thatsache, dass die von Péclet geschaffene und von Anderen erweiterte Theorie, welche zur Ermittlung der Normalcoefficienten führte, von den sorgfältigen Untersuchungen Péclet's vollständig abstrahirt und auf die von Péclet selbst als fehlerhaft bezeichneten Newton'schen Formeln zurückgreifend — trotz der hierdurch bewirkten Vereinfachung — nicht leicht verständlich ist, veranlasste mich seit vielen Jahren die Péclet'schen Untersuchungsergebnisse einer neuen Theorie zu Grunde zu legen und dieselbe durch neue Ermittlungen zu ergänzen, deren Anfänge ich bereits in meinem Buche über Lüftungsanlagen veröffentlicht habe.

Es gelang mir, auf diese Weise auf dem von Péclet verlassenen Wege weiterschreitend, eine übersichtliche, lückenlose und leicht verständliche Theorie zu schaffen, welche die Möglichkeit bietet, auch ohne Normalcoefficienten auszukommen und, bei einiger Uebung, doch nicht sehr viel mehr Zeit für die Rechnung zu benöthigen.

Berlin im Februar 1894.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Die erforderliche Raumtemperatur	1
Einfluss des körperlichen Zustandes, der Nahrung, Bekleidung und Thätigkeit des Individuums auf seine Empfindlichkeit für Temperaturverschiedenheiten	1
Einfluss der Feuchtigkeit und der Bewegung der Luft auf die indi- viduelle Empfindung der Temperatur	2
Tabelle I betreffend die erwünschte Raumlufthtemperatur	3
II. Die Wärmeableitung durch die Umfassungswände eines Raumes	4
Die Wärmebewegung als Folge des Temperaturgefälles; die Wechsel- wirkung zwischen der Fortleitung der Wärme in der Wand und der Wärmeabgabe an dieselbe und von derselben	5
Die Fundamentalgleichung der Wärmeleitung	7
Tabelle II betreffend die specifische Wärmeleitungsfähigkeit k der Materialien	11
Die specifische Wärmeleitungsfähigkeit zusammengesetzter Wände	13
Die specifische Wärmeleitungsfähigkeit von Doppelfenstern	14
Die specifische Wärmeleitungsfähigkeit von Ziegelsteinmauern	15
Die specifische Wärmeleitungsfähigkeit von Windel-Decken und -Fussböden	18
Die Bedeutung des Faktors ϱ	19
Tabelle III betreffend die Wärmecapacität, das specifische Gewicht und den Ausdehnungscoefficienten α	24
Tabelle IV betreffend die Wasseraufnahme- und Wasserabgabefähig- keit der Materialien	27
III. Wärmeaustausch der eine Wand berührenden Medien zu- folge ihrer Strömung durch die volle Wand hindurch	29
Die durch Temperaturverschiedenheit der die Wand berührenden Luft durch die letztere hindurch bewirkte Luftbewegung	30
Die Luftdurchlässigkeit verschiedener Materialien (μ)	32

	Seite
Der Einfluss des Anstrichs und der Bekleidung der Wände auf die Luftdurchlässigkeit derselben (δ)	32
Der Wärmeverlust, den einfacher Luftwechsel durch eine volle Wand hindurch verursacht	33
Der Einfluss eines saugend wirkenden Kanals (Kamins etc.) auf die Luftbewegung durch die volle Wand und den hieran gebundenen Wärmeverlust	35
Der Einfluss des Windes auf die Luftbewegung durch die volle Wand und den hieran gebundenen Wärmeverlust	38
a) bei freiem Abzug der verdrängten Raumluft durch einen saugendwirkenden Kanal oder durch eine grössere Wandöffnung	39
b) bei Verdrängung der Raumluft durch eine volle Wand hindurch	40
Der disponibele Flächendruck des Windes	42
a) bei senkrechtem Stoss	42
b) bei schrägem Stoss	42
Tabelle V und Tabelle VI zur Berechnung des disponibelen Flächen- drucks des Windes	44
Tabelle VII und Tabelle VIII zur Berechnung der durch Wind be- wirkten Lufteindringung bei freiem Abzug der Raumluft	45
Tabelle IX zur Berechnung des Wärmeverlustes bei gegebener Luft- eindringung	48
Der in Mitteleuropa in Rechnung zu bringende Winterwind	49
Vergleich der theoretischen Lufteindringung mit der wirklich zu er- wartenden	50
Windwirkung bei Verdrängung der Raumluft durch eine volle Wand hindurch in das Treppenhaus	51
Tabelle X zur Berechnung der durch Wind bewirkten Luftein- dringung bei Verdrängung der Raumluft durch eine volle Wand hindurch in das Treppenhaus	52
Die Saugwirkung des Windes	53
IV. Der Wärmeverlust durch Fenster und Thürspalten	54
Die Luftbewegung, welche durch die Spaltfugen hindurch, allein infolge der Temperaturverschiedenheit zwischen der äusseren Luft und der Raumluft, entsteht, und die Luftbewegungswiderstände in den Spalten	56
Gegenseitige Wirkung von in verschiedenen Wänden befindlichen Spalten	57
a) bei einfachen Fenstern	58
b) bei Doppelfenstern	59
Einfluss der Saugwirkung eines Abzugkanales auf die Luftströmung durch die Spalten	59
a) bei einfachen Fenstern	62
b) bei Doppelfenstern	62

Einfluss des Windes auf die Luftströmung durch die Spalten hindurch	63
a) bei einfachen Fenstern und einfachen Thüren, wenn die Raumluft durch Thürspalten in das Treppenhaus entweicht	64
b) bei Doppelfenstern und Doppelthüren bei gleicher Ent- weichung der Raumluft wie unter a	64
c) bei einfachen Fenstern und einfachen Thüren, wenn die Raumluft der Saugwirkung eines Abzugskanales erfolgt .	65
d) bei Doppelfenstern und Doppelthüren, wenn die Raumluft der Saugwirkung eines Abzugskanales folgt	65
Tabelle XI zur Berechnung der Luftströmung durch Fenster- und Thürspalten	66
Verhältniss der theoretischen Lufteindringung zu der wirklich zu er- wartenden	67
Der Wärmeverlust, welcher der Lufteindringung durch Fenster- und Thürspalten entspricht	67
V. Der durch grössere Wandöffnungen verursachte Wärme- verlust	67
Der Luftwechsel, welcher durch eine einzige Oeffnung erfolgt . .	68
Der Luftzug, welcher durch eine grössere Oeffnung im Vereine mit den Thürspalten verursacht wird	71
Der Luftzug, welcher durch die Wechselwirkung von zwei grösseren Oeffnungen verursacht wird	71
Mittel zur Verminderung des Luftzuges beim Oeffnen einer Thür .	75
Der Einfluss eines Heizkörpers auf die Luftströmung durch eine von ihm verdeckte Wandöffnung	75
Die Wirkung eines Abzugskanales auf die durch Heizkörper vorge- wärmte einströmende Luftmenge	77
VI. Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe der Wandflächen . .	83
Die Wärmeübertragung durch Strahlung	83
Tabelle XII betreffend den Coefficienten k' der Wärmestrahlungs- fähigkeit der Materialien	86
Die Temperaturabnahme der Raumluft gegen eine kühlere Wand hin	87
Verhältniss der Wärmestrahlung gegen Wände von verschiedener Temperatur	91
Wärmestrahlung durch Fensterscheiben hindurch	92
Formel zur Berechnung der Wärmestrahlung der Wände gegen die Luft im Freien	93
Die Wärmeübertragung durch Berührung	93
Der Coefficient k'' , welcher der Wärmeübertragung durch Berührung entspricht	94
Tabelle XIII betreffend den Coefficienten k'' für senkrechte Wände	95
Formel zur Berechnung der Wärmeabgabe der Raumluft durch Be- rührung einer kühleren Wand	97

	Seite
Formel zur Berechnung der Wärmeabgabe der Wände an die Aussenluft durch Berührung	97
Der Einfluss des Windes auf die Wärmeabgabe der Wände	98
Vergleich zwischen der Wärmeübertragung durch Strahlung mit der durch Berührung erfolgenden	99
Tabelle XIV betreffend die Grössen der beiden Wärmeübertragungsarten und das Verhältniss derselben, für Wohnräume	101
VII. Die Beziehung der Wärmefortleitung der Wände zu dem Wärmeaustausch der Wandflächen durch Strahlung und Berührung	103
Tabelle XV betreffend die Werthe $n^{1,233} = \beta \cdot n$ für Wohnraumverhältnisse	105
Formeln zur Berechnung der Wandflächentemperaturen	107
Hauptformel zur Berechnung der Wärmeabgabe an die Raumwände (Formel I)	107
Beispiel I: Ziegelmauerwand von $1\frac{1}{2}$ Steinstärke in vollständig trockenem Zustand und bei verschiedenstarker Durchfeuchtung	108
Einfluss der Glanztapete	113
Beispiel II: Trennungswand (aus Ziegelmauerung)	113
Beispiel III: Einfache Fenster	115
Beispiel IV: Doppelfenster mit luftdichteingeschlossener Luftschicht	118
Doppelfenster mit gewöhnlicher Undichtheit	119
VIII. Einfluss des Niederschlagens und des Verdunstens von Feuchtigkeit an Wandflächen auf den Wärmeverlust	120
Benässung der äusseren Wandflächen	121
Niederschlag von Dampf an äusseren Wandflächen	121
Wandfeuchtigkeit, welche nach dem Raume hin verdunstet . . .	122
Benässung der inneren Wandflächen	122
Niederschlag von Wasserdampf an den inneren Wandflächen . . .	122
Allgemeine Lehre	123
Die Dicke der eine senkrechte Wandfläche bedeckenden Wasserschichte und Eisschichte	124
Die stündlich an einer nassen Wand verdampfende Wassermenge und die dabei der Wand entzogene Wärmemenge	125
IX. Die zum Anheizen eines Raumes erforderliche Wärmemenge	126
Allgemeine Betrachtungen über die Wärmezustandsänderungen einer schwachleitenden dicken Wand	126
Die Wärmeanstauung in den der inneren Wandfläche zunächst liegenden Materialtheilchen beim Anheizen des Raumes, und der durch diesen Vorgang bedingte Wärmeaufwand für das Anheizen	129
Der zum Anheizen sehr dünner und gutleitender Wände erforderliche Wärmeaufwand	131

Beziehung zwischen der Anheizdauer und dem zum Anheizen erforderlichen Wärmeaufwand	132
Die Abhängigkeit der Temperaturabnahme der Raumlufte (nach Abstellung der Heizung) von der Heizeinrichtung	134
Die bei Zentralluftheizung zum Anheizen der Raumlufte allein nöthige Wärmemenge	135
Das Verhältniss der Abnahme der Raumlufteemperatur (nach dem Unterbrechen der Heizung) für bestimmte Heizungseinrichtung zu der bei Heizung mit einfachen eisernen Oefen zu erwartenden .	137
Die niedrigste Raumlufteemperatur nach höchstens 10stündiger Unterbrechung der Heizung	138
a) mit einfachen eisernen Oefen (Formel 34)	138
b) durch andere Heizeinrichtung (Formel 34a)	138
Die niedrigste Raumlufteemperatur nach Unterbrechung der Heizung über Nacht	138
Die niedrigste Raumlufteemperatur nach mehrtägiger Unterbrechung der Heizung	138
Tabelle XVI betreffend die niedrigsten überhaupt vorkommenden Raumlufteemperaturen	139
X. Anleitung zur praktischen Berechnung des Wärmebedarfs für zu beheizende Räume	140
Die Mängel der Berechnung nach Normaltransmissionscoefficienten	140
Andeutungen über Abschätzung der Wandflächentemperaturen . .	142
Tabelle XVII betreffend die Temperaturdifferenz der Wandflächen von Ziegelsteinmauern, welche auf einer Seite mit Oelfarbe gestrichen und auf der anderen Seite mit Leimfarbe gestrichen oder mit einfacher Tapete bekleidet sind	143
Tabelle XVIII betreffend den absoluten Wärmetransmissionscoefficienten von Ziegelsteinmauern nach den Voraussetzungen der Tabelle XVII	144
Tabelle XIX betreffend die Temperaturdifferenz der Wandflächen von Bruch- und Hausteinmauern	146
Tabelle XX betreffend den absoluten Wärmetransmissionscoefficienten	147
Einfluss der Feuchtigkeit der Bruch- und Hausteinmauern auf den absoluten Wärmetransmissionscoefficienten	147
Tabelle XXI betreffend die Temperaturdifferenz der Wandflächen hölzerner Thüren	148
Tabelle XXII betreffend den absoluten Wärmetransmissionscoefficienten hölzerner Thüren	148
Die Wärmeleitung durch Decke und Fussboden	149
Die Temperaturdifferenz der Wandflächen gewöhnlicher gutausgeführter Zwischenböden und deren absoluter Wärmetransmissionscoefficient	149/150

	Seite
Der absolute Wärmetransmissionscoefficient von Steinfussböden (als Zwischenböden)	150
Tabelle XXIII betreffend die Wärmeableitung von Kellerfussböden	151
Der absolute Wärmetransmissionscoefficient von Glasscheiben von der Dicke δ	151
Der Wärmeverlust durch unbeabsichtigten Luftwechsel	152
1. Der Luftwechsel, welcher durch den Einfluss der Temperaturverschiedenheit zwischen Aussen- und Innenluft allein verursacht wird	152
Andeutung über den gewöhnlichen Zuschlag von Wärmebedarf zum Anheizen	153
Beispiel betreffend einen Raum im 2. Stock und im Erdgeschoss eines vierstöckigen Gebäudes, einschliesslich der Betrachtung des Einflusses einer Thüröffnung	154
2. Der Luftwechsel, welcher durch eine offene Feuerstelle oder durch einen über Dach ansteigenden Luftabzugschacht verursacht wird	156
A) wenn die Temperatur im Abzugskanale nicht höher ist als diejenige der Raumluft (einschliesslich der Betrachtung einer Thüröffnung)	156
B) wenn die Temperatur im Abzugskanale höher ist als diejenige der Raumluft	158
Der Einfluss des Windes	158
Der erforderliche Wärmearaufwand im Falle eines beabsichtigten Luftwechsels	158
Heizung für einzelne Plätze in sehr grossen ungeheizten Räumen, insbesondere die nöthige Wärmemenge, Anfangstemperatur und Einströmungsgeschwindigkeit der Heizluft bei Luftheizung . . .	160

Die Heizungsanlagen.

Erster Theil.

Der zum Heizen von Räumen nöthige Wärmeaufwand.

Die Holzmannen

von Dr. phil. h. c. h. Dr. phil. h. c. h.

Verlag von Dr. phil. h. c. h. Dr. phil. h. c. h.

I. Die erforderliche Raumtemperatur.

Die Empfindung der Wärme und Kälte hängt von der individuellen Empfänglichkeit, d. i. von dem jederzeitigen Zustande des Organismus des Individuums und von dessen Thätigkeit, aber auch von der Beschaffenheit der Luft (insbesondere von deren Feuchtigkeitsgehalt und gesundheitsschädlichen Beimischungen) und deren Bewegung, sowie auch von der Umgebung des Individuums (insoweit dieselbe den Wärmeaustausch beeinflusst) und von der Bekleidung des letzteren ab. (Eine Person, die sich viel in freier Luft bewegt, viel Kohlehydrate (Fett) geniesst, stark körperlich arbeitet, kann sich in derselben Luft sehr wohl fühlen, in welcher eine an sitzende Lebensweise gewöhnte, eine nur geistig thätige und wenig Kohlehydrate geniessende Person Frost empfindet. Ein kräftig arbeitendes — nicht übermässig angestrenktes — Pferd, dem reichlich Hafer zugemessen wird, leidet unter dem Einfluss niedriger Wintertemperatur weniger als ein selten benutztes oder als ein schlechtgenährtes und dabei sehr angestrenktes Pferd. Eine in nordischer Gegend oder im Hochgebirge an ungeschützter Stelle gedeihende Pflanze geht in derselben Luft zu Grunde, in welcher eine tropische Pflanze sich kräftig entfaltet.)

Dass man bei Bemessung der Temperatur für Räume immer die Art der Beschäftigung der Raumbewohner berücksichtigen muss, erscheint sehr begreiflich, wenn man beachtet, dass durch körperliche Thätigkeit die Wärmeübertragung aus dem Inneren an die Oberfläche der in Thätigkeit befindlichen Organe erheblich gefördert wird und dass dementsprechend die Nothwendigkeit, die Oberflächentemperatur durch äussere

Beeinflussung auf ihrer normalen Höhe zu erhalten, vermindert wird. Die Temperatur der Haut eines Individuums darf nur sehr geringe Aenderung erleiden, weil sonst das Individuum erkrankt (es tritt indessen eine solche Gefahr für die Gesundheit allzu leicht nicht ein, da selbst bei stärkster Muskelkraftausübung eines Animals, dessen Haut unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen im Allgemeinen kaum um 1° Cels. zunimmt, weil bei vermehrter Wärmeübertragung an die Haut auch deren Wärmeabgabe, sowie diejenige der Lunge, durch vermehrte Transpiration und Respiration gesteigert wird).

Immerhin bleibt zu beachten, dass die Wärmeabgabe an die umgebende Luft allgemein um so grösser ist, je niedriger deren Temperatur ist.

Bei gesunden Menschen bewirkt der Organismus innerhalb gewisser Grenzen eine Wärmeregulirung nach Maassgabe der Wärmeabgabe durch Vermehrung oder Verminderung seiner Funktionen, wobei ausser der Zersetzung der Nahrungsstoffe (unter vermehrter oder verminderter Aufnahme von Sauerstoff der Luft und entsprechend veränderter Ausscheidung von Kohlensäure) auch eine Spaltung von im Organismus selbst enthaltenen Verbindungen (theils unter Ausscheidung von Wasser in Dampfform unter Bindung von Wärme, theils unter Freiwerden von Wärme im Ueberschuss) vor sich geht. Bei Kranken erleidet diese Wärmeregulirung eine Beeinträchtigung und zwar in mehr oder weniger erheblichem Maasse je nach der Art und Höhe des Krankheitszustandes.

Dass die Feuchtigkeit der Luft die Empfindung der Temperatur derselben seitens der organischen Individuen wesentlich beeinflusst, ist eine bekannte Thatsache. Je höher der Sättigungsgrad der Luft ist, desto rascher erfolgt der Wärmeaustausch zwischen dieser und der Körperoberfläche. Wenn daher die Hauttemperatur einer Person, die unvermittelt in einen sehr feuchten Raum kommt, höher ist, als die in diesem herrschende Lufttemperatur, so muss sie nothwendig ein Frösteln empfinden, welches auch von einer starken Erkältung begleitet sein kann, wenn besagter Temperaturunterschied hoch ist oder sich sehr rasch bemerkbar macht. Hat sich die Lungen- und

Hautthätigkeit allmählich dem im Raume herrschenden Feuchtigkeits- und Temperaturzustand angepasst, so kann man sich darin selbst dann wohl fühlen, wenn die Luftfeuchtigkeit eine ganz bedeutende ist; immerhin ist aber in einem feuchten Luft- raume im Allgemeinen eine höhere Temperatur erwünscht, als in einem Raume, dessen Luft mittlere Sättigung (40 bis 60 Prozent vollständiger Sättigung) besitzt.

Der Einfluss der Luftbewegung ist gleicher Art wie derjenige der Luftfeuchtigkeit, indem die Wärmeabgabe des Körpers an die Luft mit der Luftbewegung wächst.

Dass die Bekleidung des Körpers dessen Wärmeempfindung und Kälteempfindung mildert, versteht sich von selbst, weil die Kleidung als schlechter Wärmeleiter zwischen die Körperoberfläche und die umgebende Luft gesetzt ist. Die Eigenschaft, die Wärme schlecht zu leiten, wird bedeutend vermindert, wenn die Bekleidung durchfeuchtet ist; deshalb kann eine Person unter denselben Verhältnissen in der gleichen Raumtemperatur frösteln und sich wohl fühlen, je nachdem ihre Kleidung feucht oder trocken ist.

Aus den vorstehenden Betrachtungen ergiebt sich, dass es nicht möglich ist, ganz allgemein anzugeben, welche Lufttemperaturen in verschiedenen Räumen erwünscht oder zu empfehlen sind; vielmehr kann man nur rathen für die Möglichkeit der Erzeugung bestimmter Maximaltemperaturen zu sorgen, welche in der folgenden Tabelle I angeführt sind.

Tabelle I.

Räume.	Maximaltemperatur in Celsiusgraden
Krankenzimmer und Badezimmer, sowie Gewächshäuser für tropische Pflanzen	21 bis 24
Wohnzimmer, Bureaux, Lesezimmer, Zeichensäle, Arbeitsräume für ganz besonders feine Handarbeiten	19 „ 21
Speisezimmer, Gastwirthschaftsräume, Parlaments- und Gerichts-Sitzungssäle, Arbeitsräume für Handarbeiten, die eine gewisse Fingerfertigkeit erfordern, Empfangsräume, Wintergärten	18 „ 20
Concertsäle, Theater, Festräume, Hafträume, Schlafzimmer in Wohnhäusern und Zellengefängnissen	18 „ 19

4 II. Die Wärmeableitung durch die Umfassungswände eines Raumes.

Räume.	Maximaltemperatur in Celsiusgraden
Arbeitsräume für gröbere Arbeiten bei wenig körperlicher Anstrengung, Ausstellungsräume, Läden, Kirchen, Börsensäle, Küchen, Schlafsäle in Kasernen	12 bis 18
Gänge, Aborte, Treppenhäuser, Flure, Werkräume für anstrengende körperliche Thätigkeit, Fechthallen, Turnhallen, je nach persönlichem Dafürhalten . .	5 „ 16
Markthallen, Reitbahnen	8 „ 12

II. Die Wärmeableitung durch die Umfassungswände eines Raumes.

Die Wärmemenge, welche die Umfassungswände eines Raumes aus diesem aufnehmen, ist nur unter ganz bestimmten Verhältnissen gleich derjenigen Wärmemenge, welche durch diese Wände hindurch aus dem Raume nach aussen gelangt, nämlich nur dann, wenn der Wärmegehalt der Wände selbst, also deren Temperatur, hierbei weder zu- noch abnimmt und wenn zugleich ein Austausch von Luft oder irgend eines anderen Mediums durch die Wand hindurch entweder gar nicht erfolgt oder wenn das durch die Wand hindurch nach aussen strömende Medium aussen mit demselben Wärmegehalt ankommt, welchen ein gleiches, die Aussenfläche der Wand berührendes Medium besitzt. Die letztere Möglichkeit bedingt ausser sehr geringer Bewegung des nach aussen strömenden Mediums und völlig gleichen Zustandes desselben mit dem äusserlichen Medium, auch ein völliges Uebereinstimmen der Temperatur der Aussenwandfläche und der Wärmecapacität des Wandmaterials an dieser Aussenfläche mit der Temperatur und Wärmecapacität des äusserlichen Mediums. Da nun diese letzteren Bedingungen nur ausserordentlich selten annähernd zutreffen und jedes Wandmaterial für Medien der verschiedensten Art (Luft mit einbegriffen) mehr oder weniger durchlässig ist, so übersieht man, dass die Annahme einer Uebereinstimmung der Wärmeableitung einer Raumwand nach aussen mit der durch dieselbe hindurch erfolgenden Wärmeübertragung nach aussen, selbst dann nur

äusserst selten zulässig ist, wenn die Wand keinerlei Ritzen oder Spalten enthält, durch welche eine Strömung des inneren Mediums nach aussen leichter erfolgen kann als durch die natürlichen Poren des Wandmaterials.

Die reine Wärmeleitung einer Wand hat man sich als strömende Bewegung einer Wärmemenge, gebunden an ein ideelles gewichtloses Fluidum, welches jedes Körpermolekül durchdringt oder umgiebt, derart vorzustellen, dass wenn der Wand an irgend einer Stelle Wärme entzogen wird, alle die Wand erfüllende Wärme nach dieser Stelle hindrängt, so dass also nach dieser Stelle von allen Seiten her Wärme zufliesst, um den Fehlbetrag wieder zu ersetzen, wobei sich aber dieser Wärmezuströmung (wie der Strömung irgend eines bekannten körperlichen Mediums) Widerstände entgegensetzen, welche sie mehr oder weniger hemmen — je nach der Art und Beschaffenheit der sie beeinflussenden Wandmaterialien und der die Poren derselben anfüllenden körperlichen Medien. Zufolge dieser Widerstände entsteht in der Richtung der Wärmebewegung eine Temperaturabnahme, gewissermaassen ein Temperaturgefälle (dem Wassergefälle in einem offenen Wasserlaufe oder der Abnahme der disponibelen Druckhöhe für die Wasserbewegung in einer Rohrleitung vergleichbar), während dessen gleichmässigen Bestehens die Wärmeströmung sehr langsam vor sich geht; sobald aber dieses Temperaturgefälle durch stärkere Wärmeentnahme an einer Stelle nach derselben hin verstärkt wird (ähnlich wie das Wassergefälle bei einem Wasserlaufe nach irgend einer Stelle hin wächst, wenn daselbst eine Ablassschleuse gezogen wird), erfolgt alsbald auch die Wärmeströmung nach dieser Stelle hin in verstärktem Maasse. Behält man das Beispiel der Schleusen eines Wasserlaufes im Auge, so weiss man, dass wenn von zahlreichen Schleusen nur eine einzige gezogen wird, eine bedeutende Senkung des Wasserspiegels an dieser, d. i. eine bedeutende Vermehrung des Gefälles nach dieser einen Schleuse hin, unter Umständen doch keine so starke Vermehrung des Wasserabflusses zur Folge hat als wenn sämtliche Schleusen nur um so viel gezogen werden, dass

an jeder derselben der Wasserspiegel sich kaum merklich senkt, also das Gefälle für die ganze Strombreite nur um äusserst wenig vermehrt wird; wendet man dieses Beispiel auf den Fall der Wärmebewegung an, so ist unschwer zu übersehen, dass auch eine sehr geringe Verminderung der Temperatur an allen Stellen der weniger warmen Aussenfläche einer Wand doch eine grössere Vermehrung der Wärmeabströmung, d. i. der Wärmeleitung der Wand, verursachen kann als eine sehr starke Temperaturverminderung an einer einzigen Stelle von verhältnissmässig geringer Ausdehnung.

Die Wärmemenge, welche aus der Wand selbst nach den Abflussstellen der Aussenfläche derselben zuströmt, steht in unmittelbarem Zusammenhang mit der im Raume befindlichen Wärmemenge, welche der Bewegung der in der Wand befindlichen Wärmemenge zu folgen bestrebt ist, so dass sie diese fortwährend constant erhält oder vermehrt, wenn ihr dazu die Möglichkeit geboten ist. Dem Eindringen der Wärme in die Wand setzen sich aber ebenso gut Hindernisse entgegen wie der Wärmebewegung in der Wand selbst; sie dringt um so leichter in die Wand ein je grösser das ihr dafür zu Gebote stehende Temperaturgefälle ist und je grösser die in Abströmung von der inneren Wandfläche gegen die äussere hin begriffene Wärmemenge ist. Ein geringes Temperaturgefälle in der Wand hat auf dies Eindringen der Raumwärme in die Raumwandfläche nur einen schwachen förderlichen Einfluss, wiewohl derselbe niemals ganz aufhört (weshalb bei langem Anhalten geringer Temperaturverschiedenheiten zwischen der Raumluft und der Aussenluft, die Wandflächen selbst die Temperaturen der sie berührenden Luft allmählig annehmen); doch hängt die förderliche Wirkung auch wesentlich von der Beschaffenheit der Raumluft, sowie von der Beschaffenheit, Form und Ausdehnung der den Raum begrenzenden (inneren) Wandfläche selbst ab. Eingehende Betrachtungen darüber werden später folgen.

Selbstverständlich wird die Fortbewegung der Wärme in der Wand selbst von dem Nachdringen von Ersatzwärme in dieselbe wesentlich beeinflusst, weil ohne Ersatz der von der

wärmeren Wandfläche nach der weniger warmen hin fließenden Wärmemenge das diese Wärmebewegung verursachende Temperaturgefälle im Allgemeinen sinkt und demzufolge der bewegende Antrieb vermindert wird.

Was von dem Eindringen höher temperirter Raumwärme in die Raumumwandung gilt, das gilt auch für die Wärmeabgabe der kühleren Flächen der Raumwände an deren kühlere Umgebung, und wie die Fortbewegung der Wärme in der Wand gegen deren kühlere Fläche hin von dem Nachdringen von Ergänzungswärme in die wärmere Wandfläche beeinflusst wird, so wird diese Wärmebewegung in der Wand auch von der Wärmeabgabe der kühleren Fläche derselben an deren Umgebung beeinflusst; denn nimmt diese Wärmeabgabe ab, so nimmt auch im Allgemeinen das Temperaturgefälle in der Wand nach deren wärmeabgebenden Fläche hin und damit der die Wärme in der Wand bewegende Antrieb ab.

Es besteht demnach zwischen der Fortleitung der Wärme in der Wand, der Wärmeabgabe an dieselbe und der Wärmeabgabe von derselben, Wechselwirkung, so zwar, dass wenn der Wärmezustand der Wand fortwährend derselbe bleibt, die Wärmemenge, welche in der Wand von ihrer wärmeren zu ihrer weniger warmen Fläche hinfließt, genau gleich ist der in ihre wärmere Fläche eindringenden Wärme und auch genau gleich ist der Wärmemenge, welche die kühlere Wandfläche an das sie berührende Medium, sowie an in letzterem befindliche Körper durch Berührung und Strahlung übergibt.

Man braucht also bei constant bleibendem Wärmezustand der Wände nur die Wärmeleitung derselben von innen nach aussen zu kennen, um zu wissen, wie viel Wärme diese Wände der Raumluft entziehen und um zugleich auch zu wissen, wie viele Wärme dieselben nach aussen abgeben.

Die Wärmeleitung durch eine Wand ist allgemein ausdrückbar durch die einfache Beziehung:

$$w = q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (1)$$

wenn w die stündlich pro Quadratmeter Oberfläche von der

Wand geleitete Wärmemenge in Calorien (Wärmeeinheiten bezogen auf 1° Cels. Temperaturerhöhung eines Kgr. Wasser), ϱ einen von aussergewöhnlicher Beschaffenheit der Wand abhängigen Faktor, k die von einer 1 m dicken Wand bei 1° Cels. Temperaturverschiedenheit zwischen Innen- und Aussenfläche dieser Wand bei bestimmter Beschaffenheit derselben geleitete Wärmemenge in Calorien, d die wirkliche Dicke der Wand in Metern, t_w die Temperatur der höchsttemperirten Wandfläche und t_o die Temperatur der niedrigsttemperirten Wandfläche in Celsiusgraden bezeichnet.

Die Berechnung nach der Formel (1) setzt ausser der Kenntniss des Einflusses zufälliger Beschaffenheit der Wand, d. i. der Grösse des Faktors ϱ , der Grösse des Faktors k , welchen man „die specifische Wärmeleitungsfähigkeit des Wandmaterials“ nennen kann, und der Wanddicke d , auch die Kenntniss der Wandtemperaturen t_w und t_o voraus. Diese Temperaturen lassen sich unter bestimmten Verhältnissen berechnen; denn, wenn man weiss, wie viele Wärme eine im umschlossenen Raume befindliche Wärmequelle durch Strahlung an die t_w Grad warme Innenfläche der Raumwand abgibt und wie viel Wärme die von dieser Wärmequelle selbst erhitzte Luft durch Berührung an die t_w Grad warme Innenfläche der Raumwand abgibt, so ist es, wie später gezeigt werden wird, möglich für die Temperatur t_w einen mathematischen Ausdruck aufzustellen, in welchem dieselbe als Funktion der Temperatur der Wärmequelle und der Temperatur der die Wand berührenden Luft, sowie von versuchsweise ermittelbaren constanten Grössen auftritt, und wenn man ferner weiss, wie viel Wärme die etwa die Aussenfläche der Wand berührende Luft durch Berührung und Strahlung von dieser Fläche aufnimmt und wie viel Wärme diese Wandfläche an benachbarte feste Körper ausstrahlt, so kann man in analoger Weise wie für t_w auch einen mathematischen Ausdruck für t_o aufstellen, in welchem diese Temperatur als Funktion der Temperatur der Luft, welche die äussere Wandfläche berührt und der Temperatur der von dieser Wandfläche bestrahlten Körperflächen auftritt. Die beiden so erhaltenen Ausdrücke für t_w

und t_o lassen sich dann für bestimmte Fälle in eine Form bringen, welche eine genaue Berechnung dieser Temperaturen ermöglichen. Eine solche Berechnung würde aber mitunter sehr complicirt werden und kann deshalb nicht für jeden Fall der Praxis empfohlen werden. Indessen bietet der Ausdruck (1) auch die Möglichkeit die Ermittlung von t_w und t_o entbehrlich zu machen, wenn man denselben, wie später gezeigt wird, den Ausdrücken für die Wärmeaufnahme und für die Wärmeabgabe der Wand gleich setzt und danach die Wandflächentemperaturen eliminirt, so dass man schliesslich einen Ausdruck erhält, in welchem die Wärmemenge w nur als Funktion bekannter Temperaturen auftritt. Gleichwohl ist es nothwendig, den Ausdruck für w in der vorliegenden Form erschöpfend zu erläutern, um den Einfluss der Wandbeschaffenheit auf den Wärmebedarf des Raumes auf einfachste Weise klar zu legen. Auch ist es für das Verständniss der Wärmezustandsänderungen unerlässlich, die Temperaturen t_w und t_o wenigstens für einige praktische Fälle zu ermitteln; doch kann dies erst später nach eingehenden Betrachtungen über den Wärmeaustausch der Wandflächen mit deren Umgebung (insbesondere mit der Raumluft und der Luft im Freien) geschehen.

Was die specifische Wärmeleitungsfähigkeit k betrifft, so ist zu bemerken, dass dieselbe von der Art, der gewöhnlichen Beschaffenheit und der Zusammensetzung der Materialien, aus welchen die Wand besteht, abhängt.

Hinsichtlich der Beschaffenheit sind ganz besonders die Theilbarkeit und die Porosität, sowie der Luftgehalt der Poren der Materialien maassgebend, indem ein Material im Allgemeinen die Wärme umso schlechter leitet je geringer sein Zusammenhalt, je poröser und je luftreicher es ist. Der letztere Umstand ist von ganz besonderer Wichtigkeit und erklärt sich damit, dass Luft einer der schlechtesten Wärmeleiter ist; dabei ist jedoch zu beachten, dass diese Eigenschaft beeinträchtigt wird, wenn die Luft als Wärmeträger durch das Material hindurchströmt, was bei allen Materialien geschieht wenn der Widerstand, welcher

sich der Luftbewegung in ihnen entgegengesetzt, von der dieselbe anstrebenden Kraft übertroffen wird.

Wird der Luftgehalt eines Materials durch Wasser oder irgend ein anderes besser als Luft leitendes Medium, welches die Poren des Materials ganz oder theilweise füllt, vermindert, so leitet dieses die Wärme stets besser als vorher.

Uebrigens kommt ausser den erwähnten Beschaffenheitszuständen auch noch die Temperatur der Materialien in Betracht, indem die Wärmeleitungsfähigkeit der Materialien mit wachsender Temperatur derselben etwas abnimmt.

Behält man dies alles im Auge, so übersieht man, dass die Ermittlung der Wärmeleitungsfähigkeit gleichartiger Materialien sehr verschiedene Ergebnisse liefern kann, wenn dabei die Beschaffenheitszustände nicht durchaus die gleichen sind. In der That weichen denn auch die Untersuchungsergebnisse, welche verschiedene Forscher erzielt haben, zum Theil sehr weit von einander ab, so dass es nicht möglich wäre danach zu rechnen, wenn man nicht die Verhältnisse der verschiedenen Ergebnisse als den besonderen Beschaffenheitszuständen während der Untersuchungen entsprechend, annehmen könnte.

Man kann deshalb, wenn man unter k einen constanten Werth verstehen will, wie es allein zweckmässig erscheint, darunter nur die unter bestimmten Voraussetzungen durchschnittlich bestehende specifische Wärmeleitung eines Materials verstehen, und muss dann, um anderer Zustandsbeschaffenheit Rechnung zu tragen, den als constant betrachteten Werth von k mit einem dieser Zustandsbeschaffenheit entsprechenden Faktor multipliciren, welcher in der Formel (1) allgemein mit ϱ bezeichnet ist. Wie dieser Faktor unter gegebenen Verhältnissen zu wählen ist, ergiebt sich aus dem Vergleich verschiedener (möglichst zahlreicher) Untersuchungsergebnisse, aber auch durch einfache Betrachtungen, welche später folgen werden.

Die in der folgenden Tabelle II angeführten Werthe von k für feste Materialien können als Mittelwerthe für die sogen. lufttrockenen Materialien bei Annahme eines mittleren Feuchtigkeits-Sättigungsgrades der Luft, welcher sie ausgesetzt sind,

für Temperaturen zwischen -30° und $+30^{\circ}$ Cels. angenommen werden; auch die für gasförmige Materialien angegebenen Werthe von k entsprechen diesen Temperaturen, unter Voraussetzung eines mittleren Feuchtigkeitsgehalts, annähernd als Mittelwerthe. Der grösste Theil der angeführten Werthe von k entspricht den Untersuchungsergebnissen Peclét's.

Tabelle II.

Material	Mittelwerthe von k in Calorien.	Material	Mittelwerthe von k in Calorien
1. Metalle.		* Ziegelsteinmauerwerk.	
Blei	14	mit { frisch 1,00 bis 1,50	
Eisen	28	Kalkmörtel { n. Jahren 0,77 „ 1,12	
Gold	77	in Cement- { frisch 1,10 „ 1,30	
Kupfer	69	mörtel { n. Erhärt. 1,07 „ 1,23	
Platin	75	3. Sonstige zusammen-	
Silber	74	hängende Materialien.	
Zink	28	Kautschuk	0,170
Zinn	22	Kleister	0,425
2. Baumaterialien.		* Koks, kl. zerschlagen ungef.	0,300
Glas	0,75 bis 0,90	Kork	0,145
Gyps	0,35 „ 0,55	Retorten-Holzkohle . .	0,960
„ mit Alaun gemischt . .	0,65	Schlemmkreide getrocknet	
Holz, Eichen-, in d. Faserrichtung —		und gepresst	0,103
„ „ senkr. z. „	0,210	Wasser	0,143
„ Fichten-, in d. Faserrichtung	0,170	4. Pulverförmige Mate-	
„ „ senkr. z. „	0,095	rialien.	
„ Nussbaum-, i. d. Faserrichtung	0,175	Kokspulver	0,160
„ „ senkr. z. „	0,105	Eisenfeilspäne	0,160
Kalkstein, feinkörnig . .	1,70 bis 2,10	Holzasche	0,060
Lias-Baustein, grobkörnig	1,25 „ 1,35	Holz-Sägespäne (Acajou)	0,065
* Magnesitstein, künstlicher .	< 0,5	Holzkohlenpulver 0,070 bis 0,080	
* Rohr	ungef. 0,25	Kreidepulver	0,090
Marmor (grauer), feinkörn. .	3,5	Quarzsand	0,270
* Mörtelverputz (vollst. hart) .	0,55	Ziegelstein, grob zerstoßen	0,140
Ziegelstein, gewöhl. . . .	0,80 bis 1,20 **	„ feingesiebt	0,165

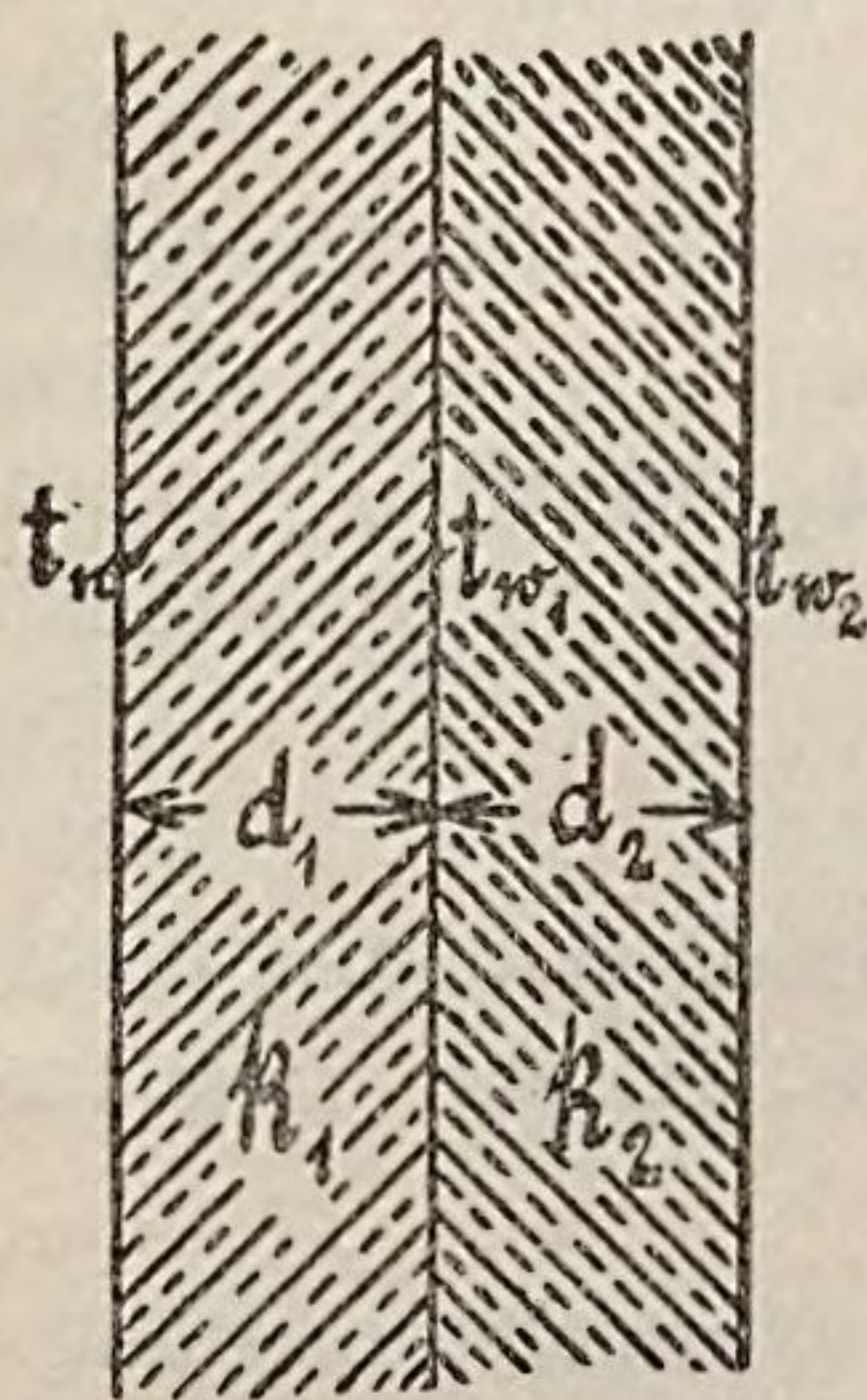
*) Genauere Untersuchungen über die specifische Wärmeleitungsfähigkeit der mit diesem Zeichen markirten Materialien liegen nicht vor; die Angabe bei Magnesitsteinen entspricht rohem Vergleich und die Angaben bei Ziegelmauerwerk sind rechnerisch ermittelt.

**) Je nach Dichtigkeit und Feinheit des Bruchs.

Material	Mittelwerthe von k in Calorien	Material	Mittelwerthe von k in Calorien
5. Faserstoffe.		6. Gasförmige Materialien.	
Baumwolle (locker)	0,040	Aethylengas	0,020
Barchent („)	0,040	Kohlenoxydgas	0,018
Eiderdaunen(„)	0,040	Kohlensäuregas	0,020
Kattun (neu)	0,050	Luft (atm.)	0,020
Leinwand (neu)	0,055	Methan	0,020
„ (alt)	0,040	Stickstoff	0,019
Papier (weiss Schreib-) . .	0,045	Wasserstoffgas	0,124
„ (grau Druck-)	0,035		
Wolle (locker)	0,025 bis 0,045		

Besteht eine Wand aus zwei parallel hintereinander geschichteten Materialien, deren einander zugekehrte ebene Flächen sich überall berühren, so besteht zwar die Möglichkeit, dass diese beiden Flächen verschieden hohe Temperaturen haben, es empfiehlt sich aber, diese Temperaturen als gleich hoch anzunehmen, wenn es sich um Ermittlung der für einen zu beheizenden Raum nöthigen Wärmemenge handelt, weil diese Annahme nicht nur dem Beharrungszustand am besten entsprechen wird, sondern auch als ungünstigste zu betrachten ist, indem der Werth von w nach Gleichung 1 für die wärmere Wandschichte am grössten wird, wenn man die Temperatur der kühleren Fläche derselben möglichst niedrig annimmt und

Fig. 1.



für die weniger warme Wandschichte am grössten wird wenn man die Temperatur der wärmsten Fläche derselben möglichst hoch annimmt, was der Annahme gleicher Temperaturen der sich berührenden Schichtenfläche entspricht*). Bei solcher Annahme ergibt sich die Wärmemenge, welche stündlich durch eine Wand der in Betrachtung stehenden Art hindurchgeht, sehr einfach, wenn man beachtet, dass die zweite Materialschichte bei Constanterhaltung ihrer Eigenwärme stets nur diejenige

*) Ein genauerer Beweis für die Richtigkeit der Bemerkung, dass die Wand in solchem Falle am meisten Wärme ableitet, ergibt sich aus späteren Betrachtungen.

Wärmemenge in der Zeiteinheit weiter leitet, welche sie während derselben von der ersten Materialschicht empfängt und dass die erste Materialschicht der zweiten bei Constant-erhaltung ihrer Eigenwärme in der Zeiteinheit nicht mehr und nicht weniger Wärme abgibt als diese zweite Materialschicht währenddessen weiter abgibt, so dass also nach Gleichung 1

$$w = \varrho_1 \cdot k_1 \cdot \frac{t_w - t_{w1}}{d_1} = \varrho_2 \cdot k_2 \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2}}{d_2}$$

wenn t_{w1} die in den sich berührenden Flächen beider Materialschichten vorausgesetzte gemeinschaftliche Temperatur, t_w die Temperatur der wärmeren und t_{w2} die Temperatur der weniger warmen freiliegenden Fläche der Wand bezeichnen und wenn k_1 , k_2 , sowie ϱ_1 und ϱ_2 die den Wärmeleitungsfähigkeiten der beiden Materialien entsprechenden Werthe von k und ϱ , und d_1 , d_2 die beiden Materialschichtendicken sind.

Aus dieser Beziehung ergibt sich zunächst für die unbekannte Temperatur t_{w1} der Ausdruck

$$t_{w1} = \frac{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} \cdot t_w + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2} \cdot t_{w2}}{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2}}$$

und setzt man diesen Ausdruck in jeden der Ausdrücke für w ein, so folgt:

$$w = \varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} \left[t_w - \frac{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} t_w + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2} t_{w2}}{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2}} \right] = \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2} \left[\frac{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} t_w + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2} t_{w2}}{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2}} - t_{w2} \right]$$

oder für beide Ausdrücke zugleich

$$w = \varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} \cdot \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2} \cdot \frac{t - t_2}{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1} + \varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2}}$$

oder endlich, wenn man die Faktoren ϱ_1 , $\frac{k_1}{d_1}$, ϱ_2 , $\frac{k_2}{d_2}$ in den Nenner dividirt:

$$w = \frac{t_w - t_{w2}}{\frac{1}{\varrho_1 \cdot \frac{k_1}{d_1}} + \frac{1}{\varrho_2 \cdot \frac{k_2}{d_2}}}$$

Besteht eine Wand aus drei, vier, fünf, . . . , n hintereinander durchaus in Berührung befindlichen parallelgeschichteten Materialien, so findet man in Fortsetzung des soeben eingeschlagenen Entwicklungsganges ganz allgemein:

$$w = \frac{t_w - t_{wn}}{\frac{1}{\varrho_1} \cdot \frac{d_1}{k_1} + \frac{1}{\varrho_2} \cdot \frac{d_2}{k_2} + \frac{1}{\varrho_3} \cdot \frac{d_3}{k_3} + \frac{1}{\varrho_4} \cdot \frac{d_4}{k_4} + \dots + \frac{1}{\varrho_n} \cdot \frac{d_n}{k_n}} \dots (2)$$

wenn t_w die wärmste und t_{wn} die weniger warme Aussenfläche der Wand, $d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$ die Dicken der einzelnen parallelen Materialschichten der Wand und $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$ bzw. $\varrho_1, \varrho_2, \varrho_3, \dots, \varrho_n$ die den Wärmeleitungsfähigkeiten der Materialien dieser Schichten entsprechenden Werthe von k und ϱ bezeichnen.

Ist zufällig $\varrho_1 = \varrho_2 = \varrho_3 = \varrho_4 = \dots = \varrho_n = \varrho'$, was indessen kaum jemals der Fall ist, so nimmt die Formel 2 den Ausdruck:

$$w = \frac{\varrho' \cdot (t_w - t_{wn})}{\frac{d_1}{k_1} + \frac{d_2}{k_2} + \frac{d_3}{k_3} + \dots + \frac{d_n}{k_n}} \dots (2a)$$

an, welcher vorläufig als zulässig angenommen werden soll.

Beispiel I. . . Doppelfenster aus Glasscheiben von 0,002 m Dicke mit 0,125 m dicker Luftschicht zwischen den Letzteren. Die Temperatur der Innenfläche der inneren Glasscheibe betrage $t_w = +20^\circ \text{C}$. und die Temperatur der Aussenfläche der äusseren Glasscheibe betrage $t_{w_3} = +19^\circ \text{C}$.

Hiernach ist nach Tabelle II unter mittleren Verhältnissen für stärkstleitendes Glas:

$$w = \varrho' \cdot \frac{20 - 19}{\frac{0,002}{0,9} + \frac{0,125}{0,02} + \frac{0,002}{0,9}} = 0,1599 \cdot \varrho'$$

während die amtlichen Normal-Bestimmungen in Preussen als Transmissionscoefficient (für je 1° Temperaturverschiedenheit zwischen Innen- und Aussenluft) 2,4 Calorien ansetzen. Es lässt sich schon hiernach schliessen, dass die Wärmeleitung der Wände oft bedeutend geringer ist als die durch diese Wände hindurch im Ganzen vermittelten Wärmeverluste. Dies trifft ganz besonders bei Fenstern und Thüren zu, weil dieselben nicht luftdicht schliessen und demzufolge oft ganz beträchtliche

Mengen kalter Aussenluft in den Raum einströmen lassen, wofür an anderer Stelle warme Luft aus dem Raume entweicht. Natürlich kann dabei von einer stagnirenden Luftschicht zwischen den Fensterflächen eines Doppelfensters gar nicht die Rede sein. Immerhin lässt der Vergleich des Rechnungsergebnisses mit dem amtlich festgesetzten Transmissionscoefficienten vermuthen, dass dieser letztere auch nicht für jeden Fall zur Bestimmung des Wärmeaustauschs durch eine Wand hindurch geeignet ist, dass derselbe vielmehr in einem Falle zu grosse und in einem anderen Falle zu kleine Rechnungsergebnisse ergeben wird.

Beispiel II. Ziegelsteinmauer mit zweiseitigem Mörtelverputz von 0,015 m Dicke und mit zweiseitigem Anstrich.

Da die in Tabelle II angeführten Werthe von k für Ziegelsteinmauern sich auf jede Dicke derselben beziehen, also den Einfluss der senkrechten Mörtelfugen mit einbegreifen, so kann bei sehr dünnen Mauern, welche entweder keine oder nur abwechselnd in einer wagerechten Steinschicht eine einzige und in der nächsten Steinschicht keine Mörtelfuge besitzen, jeweils der Verputz für eine Mauerseite unbeachtet bleiben; bei dicken Mauern aber ist der Einfluss des Verputzes geringer als bei sehr dünnen Mauern und da zudem die Erhärtung des Mörtels in den senkrechten Zwischenfugen dicker Mauern weit langsamer vor sich geht als die Erhärtung des Mörtels in dünnen Mauern, so ist zu empfehlen, die Verminderung der Wärmeleitung der Mauern durch den Verputz für eine Seite auch bei dicken Mauern nicht zu berücksichtigen; dagegen kann bei zweiseitigem Verputz immerhin der Einfluss des Verputzes der einen Seite berücksichtigt werden.

Fig. 2.



Der Anstrich ist für die Wärmeleitung einer Mauer von sehr geringer Bedeutung, so dass man seinen Einfluss in dieser Hinsicht unberücksichtigt lassen kann. Ganz anders dagegen ist der Werth des Anstrichs zu beurtheilen, wenn es sich um Entscheidung der Frage über die Gesamtdurchlässigkeit und über den relativen Wärmeaustausch zwischen der Mauer und ihrer Umgebung handelt. Der Werth des Anstrichs

erstreckt sich vorwiegend auf die Verminderung der Durchlässigkeit der Mauern für gasförmige Medien und wohl auch für Feuchtigkeit, sowie auf die daraus resultierende Verminderung des gesamten Wärmeverlustes der Mauer; dagegen kann Tapete nicht immer als einflusslos auf die Wärmeleitung einer Wand erachtet werden, da bessere Tapeten gewöhnlich mehr als 1 mm dick sind.

Die stündliche Wärmeleitung durch eine beiderseits verputzte Ziegelsteinmauer, deren beide Wandflächen fortwährend eine Temperaturverschiedenheit von 1 Celsiusgrad besitzen, ist demnach für je ein Quadratmeter Raumwandfläche (nach Gleichung 2)

a) bei frischem Mauerwerk aber trockenem Verputz:

$$(w) = \varrho' \cdot \frac{1}{\frac{d}{1,00} + \frac{0,015}{0,55}} \quad \text{bis} \quad \varrho' \cdot \frac{1}{\frac{d}{1,50} + \frac{0,015}{0,55}}$$

oder

$$= \varrho' \cdot \frac{1}{d + 0,027} \quad \text{bis} \quad \varrho' \cdot \frac{1,5}{d + 0,041}$$

wenn d die Dicke der Ziegelsteinmauer ist, also

für d =	0,12	0,25	0,38	0,51	0,64
(w) = $\varrho' \times$	6,8—9,3	3,6—5,15	3,5—4,4	1,86—2,7	1,5—2,2

für d =	0,77	0,90	1,03	1,16
(w) = $\varrho' \times$	1,25—1,85	1,1—1,6	0,95—1,4	0,84—1,25

b) bei altem Mauerwerk ist

$$(w) = \varrho' \cdot \frac{1}{\frac{d}{0,77} + \frac{0,015}{0,55}} \quad \text{bis} \quad \varrho' \cdot \frac{1}{\frac{d}{1,12} + \frac{0,15}{0,55}}$$

oder

$$= \varrho' \cdot \frac{0,77}{d + 0,0208} \quad \text{bis} \quad \varrho' \cdot \frac{1,12}{d + 0,030}$$

so dass dann

für d =	0,12	0,25	0,38	0,51	0,64
(w) = $\varrho' \times$	5,5—7,5	2,8—4,0	1,9—2,7	1,45—2,07	1,16—1,67

für d =	0,77	0,90	1,03	1,16
(w) = $\varrho' \times$	0,97—1,4	0,84—1,2	0,73—1,07	0,55—0,94

während die für Preussen amtlich festgesetzten Normal-Transmissionscoefficienten:

für $d = 0,12$	0,25	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90
(w) = 2,40	1,70	1,30	1,10	0,90	0,80	0,65
	für $d = 1,03$		1,16			
	(w) = 0,60		0,55			

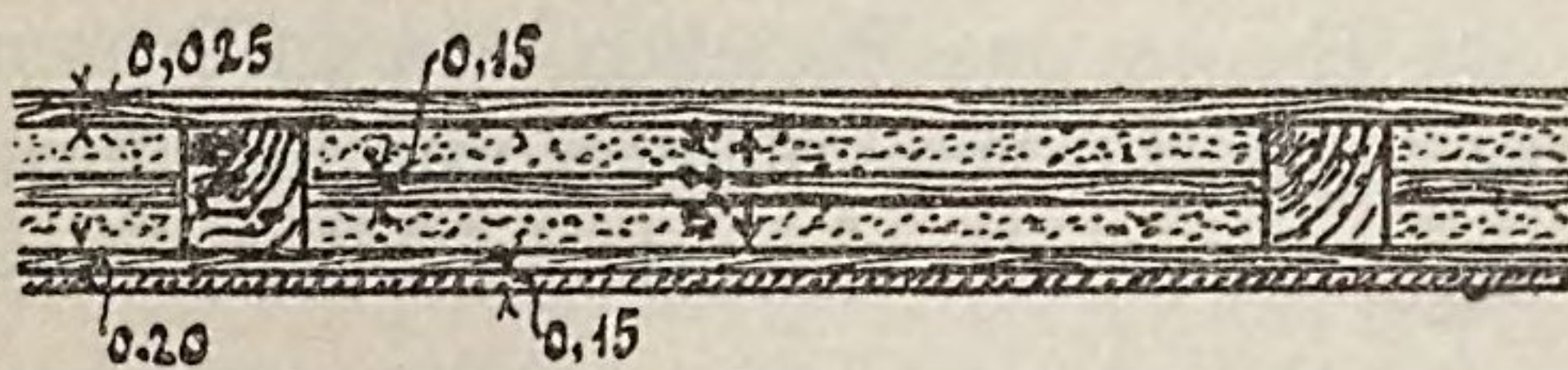
Hier liegt also der Fall vor, dass die Normal-Transmissionscoefficienten bedeutend kleiner sind als die Wärmeleitungscoefficienten. Nun hat man sich zu vergegenwärtigen, dass bei grossen Temperaturdifferenzen zwischen der Innen- und der Aussenluft die innere Wandfläche im Winter in der Regel eine fühlbar niedrigere Temperatur als die Raumluft besitzt und dass im Sommer die Aussenwand sehr oft fühlbar niedriger temperirt ist als die Aussenluft, und ausserdem ist es auch allgemein bekannt, dass die Mauern ihre Temperatur viel weniger rasch ändern als die Luftarten, mit welchen sie in Berührung stehen, wesshalb man sich, ohne die Theorie selbst zu beachten, selbst sagen wird, dass die Temperaturdifferenz, welche zwischen der Raumluft und der inneren Wandfläche besteht, wahrscheinlich auch zwischen der Aussenluft und der äusseren Wandfläche bestehen kann. Die späteren Betrachtungen werden erkennen lassen, dass eine solche Gleichheit der äusseren und der inneren Temperaturdifferenzen allerdings bestehen kann, dass aber in der Regel einige Verschiedenheit zwischen ihnen besteht. Wenn aber die einfache Ueberlegung und die Theorie das Bestehen von grösseren Temperaturdifferenzen zwischen den Wandflächen und den diese berührenden Luftarten ergeben, so ist es auch plausibel, dass deren Berücksichtigung die Verschiedenheit, welche zwischen dem Leitungscoefficient und dem Normal-Transmissionscoefficient besteht, im Falle grosser Temperaturverschiedenheit zwischen der Raumluft und der äusseren Luft, für die Rechnung ausgleichen kann. Dagegen übersieht man auch, dass eine allgemeine Ermittlung des Wärmeaustausches zwischen der Raumluft in der Aussenluft nach den amtlichen Normalcoefficienten Rechnungsergebnisse ergiebt, welche der Wirklichkeit sehr oft nicht entsprechen, weil auch sehr häufig der Fall eintritt, dass die Verschiedenheit der Wandflächentemperatur und der die betreffenden Wandflächen berührenden Luft viel

geringer ist als sie die Normalcoefficienten voraussetzen; ja es kann sogar vorkommen, dass diese Temperaturverschiedenheit für einige Zeit negativ ist, d. h. dass die von der kalten Aussenluft berührte Wandfläche für einige Zeit eine niedrigere Temperatur als diese Luft besitzt und dass die von warmer Raumlufte berührte Wandfläche für einige Zeit eine höhere Temperatur besitzt als die Raumlufte selbst.

Die Normal-Transmissionscoefficienten sind übrigens auch nicht für mittlere Vorkommnisse aufgestellt, sondern lediglich dazu bestimmt, den Wärmeaustausch durch die Wände unter den vorkommenden ungünstigsten Verhältnissen zu ermitteln; inwieweit sie dieser Bestimmung entsprechen, werden spätere Untersuchungen ergeben. Jedenfalls übersieht man schon auf Grund der vorstehenden Betrachtungen, dass diese Normalcoefficienten nur unter bestimmten Voraussetzungen und für grosse Temperaturdifferenzen zutreffende Werthe ergeben können, worauf hier ausdrücklich aufmerksam gemacht werden muss.

Beispiel III. Windel-Decke und -Fussboden von 0,3 m Dicke mit einfacher Fichtenholzdielung von 0,025 m Dicke, Verschalung von 0,020 m Dicke, Verputz von 0,015 m Dicke, Riegelholzeinlage von 0,015 m Dicke, Balken von

Fig. 3.



0,24 m Höhe und 0,020 m Breite und Koksfüllung in Gesamtdicke von 0,225 m. Dafür hat man, wenn die Balken

überall 0,9 m weit auseinander liegen, bei 1° Cels. Temperaturverschiedenheit (zwischen der Fläche der Decke und der Fläche des darüberliegenden Fussbodens):

für die zwischen den Balken liegenden Theile pro Quadratmeter

$$w_1 = q' \cdot \frac{1}{\frac{0,025}{0,095} + \frac{0,015}{0,095} + \frac{0,020}{0,250} + \frac{0,015}{0,55} + \frac{0,225}{0,300}} = 0,78 \cdot q'$$

und für die Balkenlage pro Quadratmeter

$$w_2 = \varrho' \cdot \frac{1}{\frac{0,025}{0,095} + \frac{0,240}{0,095} + \frac{0,020}{0,250} + \frac{0,015}{0,55}} = 0,345 \cdot \varrho'$$

Da nun 0,7 m Breite der zwischen den Balken liegenden Theile und 0,2 m Breite der Balkenlage auf je 0,9 m Decken- bzw. Fussbodenbreite kommen, so ist die durchschnittliche spezifische Wärmeleitungsfähigkeit der Decke (bzw. des Fussbodens)

$$w = \frac{0,7 \cdot w_1 + 0,2 \cdot w_2}{0,9} = 0,68 \cdot \varrho'$$

während man nach amtlichen Normalien in Preussen als Wärmetransmissionscoefficient für Windeldecken bzw. Windelböden von der angegebenen Konstruktion 0,5 Calorien als Wärmedurchlässigkeit der Decke eines Raumes und 0,35 Calorien als Wärmedurchlässigkeit des Fussbodens eines Raumes rechnet. Man übersieht hiernach leicht, dass von diesen Transmissionscoefficienten Aehnliches gilt wie von den Normal-Transmissionscoefficienten für Ziegelsteinmauern.

Was nun die Bedeutung des Faktors ϱ betrifft, so wurde bereits bemerkt, dass der Werth desselben sich mit der Beschaffenheit des Materials ändert und insbesondere bei festen und gasförmigen Materialien im Allgemeinen mit zunehmendem Feuchtigkeitsgehalt, sowie bei jedem Material (so lange es seinen Aggregatzustand nicht ändert) auch etwas mit zunehmender Temperatur wächst. Für mittlere Verhältnisse, welchen die in der Tabelle II angeführten Werthe von k entsprechen, ist $\varrho = 1$, und wenn der Feuchtigkeitsgehalt der festen und der gasförmigen Materialien unter normales Mittelmaass herabsinkt, oder wenn die Temperatur wesentlich unter 0° Cels. herab abnimmt, so nimmt im Allgemeinen der Werth von ϱ für die verschiedenen Materialien (so lange diese ihren Aggregatzustand behalten) auch unter 1 ab.

Trotz dieser im Allgemeinen gleichartigen Veränderlichkeit des Faktors ϱ ist dieselbe doch dem Maasse nach bei allen Materialien verschieden gross und ausserdem von Nebenumständen abhängig. Insbesondere hängt dieselbe von der Vertheilung des Feuchtigkeitsgehaltes in dem Material und von

der Veränderung dieses Feuchtigkeitsgehaltes, nicht aber von der damit im Zusammenhang stehenden Temperaturbeeinflussung des Materials ab, weil eben ϱ als Faktor einer bestimmten Temperaturdifferenz auftritt. Es empfiehlt sich deshalb, den Einfluss des etwaigen Niederschlagens und des Verdunstens von Wasser an Wandflächen auf den Wärmeverlust durch die Wand getrennt zu betrachten und bei Ermittlung des Werthes ϱ ganz unbeachtet zu lassen. Allerdings wird die Feuchtigkeitsvertheilung in einer Wand und die Veränderung des Feuchtigkeitsgehaltes derselben wesentlich von dem Eindringen von Wasser von den Wandflächen aus und von dem Verdunsten auf denselben beeinflusst, doch handelt es sich hier nicht darum, die Schwankungen des Feuchtigkeitsgehaltes, sondern die zeitweilig auftretenden, bezw. vorhandenen Durchfeuchtungsverhältnisse oder bestimmte dauernd vorhandene Durchfeuchtung in Rechnung zu ziehen; deshalb empfiehlt es sich, über Feuchtigkeitsgehalt der Wand und Vertheilung der Feuchtigkeit in derselben jeweils Annahmen nach praktischer Erfahrung zu machen. Trockene und feuchte Schichten sind danach immer als Schichten verschiedenartigen Materials in Rechnung zu bringen.

Was nun den Einfluss eines bestimmten Feuchtigkeitsgehaltes einer Wandmaterialschichte betrifft, so ist zu beachten, dass die meisten Materialien, aus welchen Wände bewohnbarer Räume hergestellt werden, im feuchten Zustand zu ihrer Temperaturerhöhung mehr Wärme benöthigen und deshalb bei ihrer Temperaturverminderung auch mehr Wärme abgeben als im trockenen Zustand. Es entspricht demnach 1° Cels. Temperaturdifferenz zwischen der inneren und der äusseren Wandfläche einem grösseren Wärmeunterschied bei feuchtem Zustand der Wand als bei trockenem, und, bei Erhaltung dieses Temperaturunterschiedes, naturgemäss auch einer grösseren Wärmebewegung von der wärmeren Wandfläche zur weniger warmen.

Es ist dies erklärlich, wenn man beachtet, dass bei einem Cubicdecimeter Wasser der Temperaturunterschied von 1° Cels. einer Calorie entspricht, während beispielsweise bei 1 Cubic-

decimeter alter trockener Ziegelsteinmauerung ein gleicher Temperaturunterschied nur etwa 0,36 Calorien und bei 1 Cubicdecimeter trockenem Fichtenholzes ein gleicher Temperaturunterschied nur 0,25 Calorien Wärmeunterschied entspricht und dass das in den Poren eines Materials enthaltene Wasser den Volumeninhalt desselben nur unwesentlich oder gar nicht ändert, mit demselben aber derart in Wärmeaustausch begriffen ist, dass es stets die gleiche Temperatur hat wie die Materialwandung der Poren, in welchen es sich befindet, wesshalb es verursacht, dass das Material selbst zur Erhöhung seiner Temperatur um 1° Cels. einer grösseren Wärmemenge bedarf als im trockenen Zustand und zwar einer so viel grösseren Wärmemenge als das in ihm enthaltene Wasser zu seiner Temperaturerhöhung mehr bedarf als die in den Poren des trockenen Materials enthaltene Luft.

Wenn also die zur Temperaturerhöhung eines Cubicdecimeters des trockenen Wandmaterials um 1° Cels. erforderliche Wärmemenge c_v Calorien, die zur gleichen Temperaturerhöhung eines Cubicdecimeters Luft und bezw. Wassers erforderliche Wärmemenge c_v'' und c_v' ist und in einem Cubicdecimeter des Wandmaterials der Bruchtheil n (Cubicdecimeter) Luft durch Wasser ersetzt wird, so erfordert dieses Wandmaterial nunmehr zur Temperaturerhöhung um einen Celsiusgrad pro Cubicdecimeter die Wärmemenge

$$c_v + n \cdot c_v' - n \cdot c_v''$$

und das Verhältniss dieser Wärmemenge zu der im lufttrockenen Zustand erforderlichen ist

$$\frac{c_v + n \cdot (c_v' - c_v'')}{c_v}$$

Dieses Verhältniss ist aber übereinstimmend mit demjenigen der Wärmeleitung des Wandmaterials im wassergetränkten Zustand gegenüber seiner Wärmeleitung im lufttrockenen Zustand, für welch letzteren die Tabelle II die specifische Wärmeleitungsfähigkeit k angiebt; es ist somit, wenn man vorläufig den Einfluss der Temperaturhöhe des Materials unbeachtet lässt,

$$\varrho = \frac{c_v + n \cdot (c_v' - c_v'')}{c_v}$$

Man nennt den Wärmearbeit, welcher erforderlich ist um die Temperatur einer bestimmten Masse eines Materials um einen Grad Cels. zu erhöhen, die Wärmecapazität dieses Materials. Bei den vorstehenden Betrachtungen wurde die Wärmecapazität auf 1 Cubicdecimeter bezogen, da aber in dem vorstehenden Ausdruck für ϱ nur ein Verhältniss von Wärmecapacitäten in Frage kommt, so ist es völlig gleichgiltig, auf welche Volumeneinheit bezogen diese Wärmecapacitäten für die Berechnung von ϱ gewählt werden.

Es muss hier übrigens bemerkt werden, dass die Wärmecapazität der Materialien mit Vorliebe auf die Gewichtseinheit (1 Kgr.) und nicht auf eine Volumeneinheit bezogen wird; an vorliegender Stelle ist die Wahl der letzteren Art von Bezugseinheit praktischer, weil sie das Verständniss erleichtert. Die auf 1 Kgr. bezogene Wärmecapazität nennt man speciell Gewichtscapazität oder auch specifische Wärme, während man die auf eine Volumeneinheit bezogene Wärmecapazität „Raumcapazität“ nennt.

Bei den Baumaterialien ist die Raumcapazität gewöhnlich umso grösser, je dichter das Material ist, bei anderen Materialien ist eine solche Beziehung nicht feststellbar; dagegen nimmt die Raumcapazität aller Materialien mit zunehmendem Volumen derselben ab und mit dem abnehmenden Volumen derselben zu. Da nun aber die Volumenänderung so lange sie unter gleichbleibendem Druck erfolgt, eine Wirkung der Temperaturzunahme ist, so erkennt man, dass man bei Einsetzung der den jeweiligen Temperaturen entsprechenden Werthe der Raumcapacitäten in die Formel für ϱ , jeweils auch für diesen Faktor bei höheren Material-Temperaturen einen kleineren und bei niedrigeren Material-Temperaturen einen grösseren Werth findet als bei irgend einer mittleren Temperatur. In der That wird dem Einfluss der Temperatur auf den Werth des Faktors ϱ in vollständig correcter Weise entsprochen und der vorstehende Ausdruck für diesen Faktor ist für jeden Fall brauchbar, wenn man die den jeweiligen Verhältnissen entsprechenden Werthe von c_v , c_v' und c_v'' in die Rechnung einführt.

Man findet aber die den jeweiligen Verhältnissen entsprechenden Werthe der Raumcapacitäten von Materialien, die fortwährend gleichem oder annähernd gleichem (atmosphärischem) Druck unterliegen, wenn man die für 0° Cels. giltigen Raumcapacitäten durch

$$(1 + \alpha t)$$

dividirt, wenn α den körperlichen Ausdehnungscoefficienten und t die jeweilige Temperatur der Materialien in Celsiusgraden bezeichnet.

Unterliegen die Materialien verschiedenem Druck, so sind die für atmosphärischen Druck von 760 mm Quecksilbersäule oder 10,336 mm Wassersäule giltigen Raumcapacitäten durch diesen Druck zu dividiren und mit dem wirklich vorliegenden Druck (in gleicher Weise angegeben) zu multipliciren. Allgemein ausgedrückt ist demnach

$$(c_v) = \frac{10336 + h}{10336} \times \frac{c_v}{1 + \alpha t} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

wenn (c_v) den unter einem Ueberdruck von h mm Wassersäule und bei einer Temperatur t zutreffenden Werth der Raumcapacität eines Materials bezeichnet, dessen Raumcapacität bei 0° Cels. unter atmosphärischem Druck von 10336 mm Wassersäule c_v ist.

Bei festen und pulverförmigen Materialien ist die Veränderlichkeit der Raumcapacität mit der Temperatur und dem Druck so unbedeutend, dass man darauf nicht Rücksicht zu nehmen braucht wenn das Verhältniss $\frac{10336 + h}{10336}$ nur um Tausendel von 1 abweicht und wenn t nicht grösser als + 30° und nicht kleiner als — 30° Cels. ist.

Bei Stoffen, welche innerhalb der Temperaturverschiedenheit + 30° und — 30° eine Veränderung in ihrer Constitution erleiden, was insbesondere von Flüssigkeiten gilt, muss hierauf besonders Rücksicht genommen werden.

Bei permanenten Gasen ist von der Anwendung der Formel 3 immer Gebrauch zu machen; es ist dafür allgemein $\alpha = 0,003665$ zu setzen.

Bei Dämpfen, welche sich mit der Flüssigkeit, aus welcher

sie entstehen, in Berührung befinden und verhältnissmässig leicht wieder zu Flüssigkeiten verdichtet werden können, sind die Beziehungen zwischen Druck, Temperatur und Volumen so verschiedenartig, dass man die Raumcapacitäten und Ausdehnungskoeffizienten dafür nur unter bestimmten Voraussetzungen bestimmen kann.

Eingehendere Betrachtungen über das Verhalten des Wasserdampfes müssen auf ein späteres Kapitel verschoben werden.

Noch ist zu bemerken, dass auch der körperliche Ausdehnungskoeffizient α nicht vollständig constant ist, sondern bei allen Materialien mit der Temperatur etwas schwankt, doch kann man für Rechnungen, wie sie hier in Betracht kommen, diese Veränderlichkeit unberücksichtigt lassen, so lange eine Aggregatzustandsänderung nicht als möglich zu erachten ist.

In der zunächstfolgenden Tabelle III sind die Wärmecapacitäten c_v bezogen auf 1 Cubicdecimeter, für 0° Cels. und atmosphärischen Druck von 10336 mm Wassersäule, für zahlreiche Materialien angeführt; ausserdem enthält die Tabelle die specifischen Gewichte (bezogen auf Wasser) und für mehrere Materialien die räumlichen Ausdehnungskoeffizienten α . Da, wo für diese letzteren verschiedene Angaben gemacht sind, ist zu beachten, dass der Ausdehnungskoeffizient um so grösser ist, je dichter das Material ist.

Tabelle III.

Material	Specifisches Gewicht bez.a.Wasser	Raumcapacität c_v bez. auf 0° unter atm.Druck u. auf 1 Cubicdec.	Mittlerer räumlicher Ausdehnungs- coefficient α
1. Metalle.			
Blei	11,4	. . . 0,365	. . . 0,00008850
Eisen {	Schmiedeeisen 7,8	. . . 0,889	. . . 0,00004405
	Gusseisen 7,5	. . . 0,975	. . . 0,00003225
Gold	19,2	. . . 0,634	. . . 0,00004398
Kupfer	8,8	. . . 0,880	. . . 0,00005700
Platin	22,7	. . . 0,795	. . . 0,00003000
Silber	10,5	. . . 0,6405	. . . 0,00005726
Zink	7,0	. . . 0,714	. . . 0,00008825
Zinn	7,29	. . . 0,416	. . . 0,00005813

Material	Specifisches Gewicht bez.a.Wasser	Raumcapacität c_v bez. auf 0° unter atm.Druck u. auf 1 Cubicdec.	Mittlerer räumlicher Ausdehnungs- coefficient α
2. Baumaterialien.			
Glas	2,44—2,54	0,464—0,466	0,00003030
Gyps	1,25	0,200	
„ mit Alaun	1,37	0,240	
Holz u. zw. Eichenholz	0,70	0,350	} 0,000015 bis 0,000029
„ „ „ Fichtenholz	0,47	0,305	
„ „ „ Nussbaum	0,66	0,330	
Kalkstein, feinkörnig	2,17—2,34	0,435—0,470	
Koks i. kl. Stücke zerschl.	0,70	0,340	
Lias-Baustein, grobk.	2,22—2,24	0,44—0,46	
Magnesitstein, künstl.	1,2*	0,260*	
Marmor, grauer feink.	2,68	0,509	
„ weisser grobk.	2,77	0,512	
Mörtelverputz	0,9*	0,200*	
Rohr	0,2*	0,130*	
Ziegelstein, gewöhnl.	1,4 — 2,2	0,337—0,418	} 0,000015 bis 0,0000165
Ziegelsteinmauerwerk	1,47—1,70	0,340—0,360	
3. Sonstige zusammenhängende Materialien.			
Gas-Retortenkohle	1,61	0,35	
Kork	0,22	0,13*	
Wasser	1,00	1,00	
4. Pulverförmige Materialien.			
Eisenfeilspäne	8,00	0,880	0,00004
Holzasche	0,45	0,108	0,000015
Holzsägespäne (Acajou)	0,31**	0,202	
Holzkohlenpulver	0,49**	0,117	
Kokspulver	0,77	0,190	
Quarzsand	1,47	0,440	

*) Die mit diesem Zeichen markirten Angaben sind nur als ungefähre Werthe aufzufassen, da hinreichende Untersuchungen darüber fehlen.

**) Die mit diesem Zeichen markirten specifischen Gewichte sind zwar, wie zahlreiche andere aus Peclét's Handbuch über die Wärme und ihre Anwendung entnommen, aber widersprechend mit anderen Angaben; es kommt insbesondere bei Sägespänen wesentlich auf die Zusammenpressung an und es scheint, dass Peclét das specifische Gewicht im lockeren Zustand bestimmt hat, während Andere das specifische Gewicht wahrscheinlich im steinhart zusammengepressten Zustand ermittelt haben.

Allgemeine Bemerkung. Sollten die angegebenen specifischen Gewichte in einzelnen Fällen zu klein oder zu gross erscheinen, so braucht

Material	Specifisches Gewicht bez.a.Wasser	Raumcapacität c_v bez. auf 0° unter atm. Druck u. auf 1 Cubicdem.	Mittlerer räumlicher Ausdehnungs- coefficient α
5. Gasförmige Materialien.			
Aethylengas . . .	1,254	0,000528	} 0,003665
Kohlenoxydgas . .	1,254	0,000297	
Kohlensäuregas .	1,976	0,000429	
Luft (atmosphärische)	1,293	0,000308	
Methan	0,724	0,000238	
Stickstoff	1,256	0,000307	
Wasserstoffgas . .	0,0896	0,000305	

Setzt man nun die Werthe für c_v' und c_v'' d. i. Raumcapacitäten für Wasser und Luft in den Ausdruck für ϱ (Seite 21) unter Einfügung von (c_v) (vergl. S. 23) ein, so erkennt man, dass die letztgenannte Raumcapacität ihrer Kleinheit wegen völlig bedeutungslos ist und dass man daher den Ausdruck für ϱ auch vereinfacht schreiben kann:

$$\varrho = \frac{(c_v) + n}{(c_v)} = 1 + \frac{n}{(c_v)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Darin bedeutet nunmehr allgemein (c_v) die jeweilige Raumcapacität des Wandmaterials und n den in einem Cubicdecimeter desselben von Wasser eingenommenen in gleicher Maasseinheit ausgedrückten Raumtheil.

Dieser Bruchtheil n hängt nicht blos von der Wasseraufnahmefähigkeit des Materials, sondern auch von dessen Aufsaugefähigkeit, vor Allem aber von der Wassermenge, welche ihr dargeboten wird und von der Zeitdauer der Berührung mit der letzteren, sowie endlich auch von äusseren Einflüssen ab, welche das Eindringen des Wassers in das Wandmaterial begünstigen. Ueber alle diese Verhältnisse sind bisher nur sehr wenige Untersuchungen bekannt geworden, so dass man zu Schätzungen seine Zuflucht nehmen muss. Einen ungefähren Anhalt für solche Schätzungen mögen die in der folgenden Tabelle IV gemachten Angaben bieten.

man nur die dazu angegebenen Raumcapacitäten mit dem Verhältniss der differirenden specifischen Gewichte zu multipliciren um die bezügl. Raumcapacität für das zu substituierende specifische Gewicht zu erhalten (vergl. Haase „Die Feuerungsanlagen“ (S. 8).

Tabelle IV.

Material	Höchste Wasseraufnahme des lufttrockenen Mate- rials in Volumeneinheiten	Höchste Wasserabgabe des lufttrockenen Mate- rials in Volumeneinheiten
Glas	0,0	0,00
Gyps	0,15	0,05
Holz u. zw. Eichenholz . . .	0,20	0,10
„ „ „ Nussbaum . . .	0,20	0,10
„ „ „ Fichten . . .	0,30	0,15
Kalkstein	0,10	0,03
Koks	0,30*	0,03
Magnesitstein, künstl. . . .	0,15	0,05
Marmor	0,03	0,01
Mörtelverputz (erhärtet u. alt) .	0,30	0,03
derselbe mit Leimfarbe gestr. .	0,30	0,03
derselbe mit Oelfarbe gestr. .	0,05	0,03
Rohr	0,50	0,10
Sandstein	0,10	0,03
Ziegelstein, gewöhnlicher . .	0,20	0,03
Ziegelmauerwerk (alt) . . .	0,20	0,03

Um den Einfluss der Feuchtigkeit zu übersehen, mögen einige Beispiele hier Platz finden.

Für Ziegelmauerwerk mit einseitigem Verputz wird nach den auf S. 15 gemachten Andeutungen ungünstigstenfalls

$$\varrho = \varrho' = 1 + \frac{0,2}{(c_v)}$$

d. i. für $(c_v) = c_v = 0,34$, $\varrho' = 1,59$, und für $(c_v) = c_v = 0,36$, $\varrho' = 1,55$.

Eine 20procentige Durchfeuchtung einer Ziegelmauer dürfte übrigens in der Regel nur bei am Wasser gebauten Stützmauern vorkommen; werden dieselben in Cement gebaut und auf der Wasserseite mit Cementverputz versehen, so wird ihre Durchfeuchtung wohl nicht immer auf 20 Procent anwachsen, weil Cement nur sehr wenig Wasser durchlässt.

Bei feuchtstehenden Gebäuden dürfte die Durchfeuchtung der Mauern wohl selten 15 Procent übersteigen, so dass für solche

$$\varrho = 1,416 \text{ bis } 1,44.$$

Bei atmosphärischen Niederschlägen wird die Feuchtigkeit wohl nur dann tiefer als eine Steinstärke (0,25 m) in eine

*) Koks nimmt zwar bis zu 30 Volumenprocente Wasser auf, giebt das einmal aufgenommene Wasser aber sehr schwer wieder ab.

Mauer eindringen, wenn die Niederschläge mehrere Tage und Nächte lang ohne Unterbrechung fortdauern, in welchem Falle man allerdings mit völliger Durchfeuchtung bis zu 15 Procent rechnen müsste, wohingegen man in anderen Fällen höchstens bis zu 0,25 m Tiefe 15procentige und von da ab vielleicht höchstens 10procentige Durchfeuchtung zu rechnen haben würde, so dass für eine 2 Stein starke Mauer zwei Mauerschichten in Anrechnung zu bringen wären, von welchen die eine auf 15 Procent und die andere auf 10 Procent durchfeuchtet ist. Besitzt eine solche Mauer auf beiden Seiten Verputz, so ist ihre spezifische Wärmeleitung, nach früherer Entwicklung (vergl. S. 14 u. 16) bei altem Mauerwerk:

$$w = \frac{1}{\frac{1}{\varrho_1} \cdot \frac{0,25}{0,77} + \frac{1}{\varrho_2} \cdot \frac{0,26}{0,77} + \frac{1}{\varrho_3} \cdot \frac{0,015}{0,55}}$$

wobei $\varrho_1 = 1,44$, $\varrho_2 = 1 + \frac{0,1}{0,34} = 1,295$, $\varrho_3 = 1 + \frac{0,1}{0,2} = 1,5$, wenn die Durchfeuchtung des in Rechnung zu bringenden inneren Verputzes ebenfalls als 10procentig angenommen wird und für das Mauerwerk selbst $(c_v) = 0,34$, für den inneren Mörtelverputz aber $(c_v) = 0,2$ als zutreffend angenommen wird (vergl. Tabelle III). Die Rechnung ergibt danach $w = 1,988$, während früher für eine trockene Mauer von sonst völlig gleicher Ausführung als spezifische Wärmeleitung $w = \varrho' \cdot 1,45$ gefunden wurde (vergl. Seite 16), so dass für den hier speciell betrachteten Fall $\varrho' = \frac{1,988}{1,45} = 1,37$, während man für 1 Stein starke Mauern $\varrho' = 1,448$ und für $\frac{1}{2}$ Stein starke Mauern $\varrho' = 1,449$ findet.

Wenn man bei 2 Stein starken Mauern für die innere Steinstärke höchstens 10procentige Durchfeuchtung annehmen kann, so wird bei einer 3 Stein starken Mauer nur eine 5procentige Durchfeuchtung für die innere (dritte) 1 Stein starke Mauerschicht anzunehmen sein; es wird dann die spezifische Wärmeleitung der Mauer

$$w = \frac{1}{\frac{1}{\varrho_1} \cdot \frac{0,25}{0,77} + \frac{1}{\varrho_2} \cdot \frac{0,26}{0,77} + \frac{1}{\varrho_3} \cdot \frac{0,26}{0,77} + \frac{1}{\varrho_4} \cdot \frac{0,015}{0,55}}$$

wobei $\varrho_1 = 1,44$, $\varrho_2 = 1,295$, $\varrho_3 = 1 + \frac{0,05}{0,34} = 1,146$ und $\varrho_4 =$ dem im vorherigen Beispiel gefundenen Werthe von ϱ_3 , d. i. $= 1,5$. Man erhält demnach $w = 1,253$, während für die trockene 3 Stein starke Mauer unter sonst gleichen Verhältnissen auf S. 16 als specifische Wärmeleitung $w = \varrho' \times 0,97$ gefunden wurde, so dass also für den hier in Betrachtung stehenden Fall der Durchfeuchtung $\varrho' = 1,298$.

III. Wärmeaustausch der eine Wand berührenden Medien, zufolge ihrer Strömung durch die volle Wand hindurch.

Zwei leichtflüssige Medien, welche durch eine für sie durchlässige Wand getrennt sind, stehen jederzeit miteinander in Wechselwirkung, so zwar, dass, wenn eines dieser Medien schwerer ist als das andere oder wenn das eine derselben bewegt wird, immer eine Bewegung des einen oder des anderen Mediums oder beider Medien zugleich durch die Wand hindurch in gleicher Art erfolgt, als wenn die Wand aus lauter Röhren bestände, welche die Communication der beiden Medien herstellen.

Natürlich wird diese Wechselwirkung durch den Widerstand, der sich der Bewegung der Medien in der Wand entgegensetzt, gemildert, aber, wenn die durchlässigen Poren des Wandmaterials auch noch so fein und die Wand selbst noch so dick ist, so verhindert der Bewegungswiderstand in der letzteren selbst dann nicht die Wechselwirkung beider Medien, wenn deren Drucke gegen die Wand nur um den Betrag differiren, welcher der Verschiedenheit des Luftdrucks bei einer Temperaturdifferenz von einem einzigen Celsiusgrade entspricht.

Im Allgemeinen hat man sich bei Luftberührung der beiden Wandflächen den Vorgang etwa folgendermaassen vorzustellen: Wenn die Aussenluft unter stärkerem Druck steht, so wird etwas von derselben durch die Poren der Wand hindurch in

den Raum eindringen, dessen Umschluss die Wand bildet, dafür wird immer auch etwas Raumluft nach Aussen entweichen und zwar, wenn sich kein bequemerer (weniger Widerstand entgegengesetzender) Weg darbietet, durch dieselbe Wand, durch welche die äussere Luft eindringt. Da nun dieser Vorgang sich fortwährend wiederholt, so lange zwischen der Aussenluft und der Raumluft Druckverschiedenheit besteht, so müssen sich in dem soeben erwähnten Falle des Durchgangs durch eine einzige Wand nothwendig (wenn die Raumwände überall der Luftdurchdringung gleichen Widerstand entgegensetzen) beide Luftarten fortwährend aneinander vorüberdrängen und zwar in der Regel derart, dass die leichtere Luftmasse die Wand vorwiegend oberhalb der schwereren durchdringt. So lange die Aussenluft eine niedrigere Temperatur besitzt als die Raumluft oder zufolge äusserer Luftbewegung einen Ueberdruck über die letztere besitzt, vollzieht sich der Austausch zwischen beiden Luftarten in ziemlich regelmässigem Kreislauf; dieser erleidet aber sofort eine Aenderung, sobald die Bewegung oder die Temperatur der äusseren Luft sich ändert.

Ist die Raumluft kühler als die Aussenluft, der letzteren Bewegung gering und die Raumwandung überall geschlossen, so dringt die erstere Luft vorwiegend durch die unteren Theile der Wandung nach aussen, während zugleich als Ersatz für ihre abströmenden Volumentheile Aussenluft durch die oberen Wandtheile in den Raum eindringt.

Wenn ferner die Aussenfläche einer Wand der saugenden Einwirkung eines Windstromes unterliegt (was immer dann der Fall ist, wenn die Wandfläche einer vom augenblicklich vorhandenen Winde nicht getroffenen, aber völlig freiliegenden Gebäudefläche angehört), so dringt Raumluft an allen Stellen dieser Wand nach aussen, während Ersatz für dieselbe durch andere Wände in den Raum eindringt.

Enthält eine Raumwand eine unmittelbar nach Aussen mündende Oeffnung, welche dem Luftdurchzug geringeren Widerstand entgegensetzt als das Wandmaterial, so ist die durch letzteres hindurchdringende Luftmenge nicht immer so gering, dass sie im Verhältniss zu der durch die Oeffnung

hindurchdringenden Luftmenge vernachlässigbar ist; dies trifft vielmehr nur dann zu, wenn entweder die bestehende Oeffnung sehr gross ist oder wenn die Wand mehrere in wesentlich verschiedener Höhenlage befindliche Oeffnungen besitzt, oder wenn der Raum ausser in der in Betrachtung stehenden Wand noch in anderen Umfassungswänden Oeffnungen besitzt, welche in Gemeinschaft mit den in der betrachteten Wand befindlichen Oeffnung (oder Oeffnungen) einen Luftdurchzug durch den Raum hindurch verursachen.

Wenn endlich der Raum mit besonderen Lüftungseinrichtungen versehen ist, so hängt die durch die Wände hindurchdringende Luftmenge wesentlich von der Wirkung dieser Lüftungseinrichtungen ab. In den meisten Fällen dringt dabei nur Luft von Aussen durch die Wände in den Raum ein, doch ist speciell bei zweckmässiger Ausführung einer Drucklüftungseinrichtung die Lufteindringung oft nur auf einzelne Wände beschränkt und so gering im Verhältniss zu der Lüftungsluftmenge, dass man, bei Ermittlung des Wärmeverbrauchs, auf die Luftdurchlässigkeit der Wände nicht Rücksicht zu nehmen braucht.

Nach Märker und Pauli ist die Luftmenge, welche bei Windstille durch eine Mauer, von der kühleren Fläche derselben zur wärmeren strömen kann, nur der Differenz der an beiden Mauerseiten herrschenden Temperaturen proportional, von der Mauerdicke aber unabhängig.

Dieses Versuchsergebniss ist zwar auffallend, aber erklärlich, wenn man beachtet, dass der Widerstand, welcher sich der Luftbewegung innerhalb der Mauern entgensetzt, der Weglänge nur einfach, der Geschwindigkeit dagegen (welche der Volumenänderung der Luft in der Mauer proportional ist) quadratisch proportional ist und dass innerhalb einer dicken Mauer der Temperaturübergang (entsprechend der Luftvolumenerweiterung) weniger rasch vor sich geht und demnach auch die Luftgeschwindigkeit weniger rasch zunimmt, als in einer dünnen Mauer, deren Endflächen die gleichen Temperaturen haben, wie die Endflächen der dicken Mauer.

Nach Märker beträgt unter besonders günstigen Verhältnissen pro 1° Temperaturdifferenz der beiderseits einer Wand befindlichen Luft, das durch 1 Quadratmeter Flächenausdehnung dieser Wand hindurchströmende Luftvolumen, welches mit μ bezeichnet sein möge:

stündlich bei Sandsteinmauern . . .	$\mu = 0,169$	cbm
„ Kalksteinmauern . . .	$\mu = 0,232$	„
„ Ziegelsteinmauern . . .	$\mu = 0,283$	„
„ Kalktuffsteinmauern . .	$\mu = 0,364$	„
„ Lehmsteinmauern . . .	$\mu = 0,512$	„

Diese Zahlen beziehen sich nur auf rohe Mauern ohne Anstrich und ohne Tapetenbekleidung, welche den Luftdurchgang erheblich vermindern, und zwar sind die angegebenen Zahlen je nach der Beschaffenheit des Anstrichs oder der Bekleidung der Wandflächen mit einem verschieden grossen Faktor δ zu multipliciren, welcher nach folgenden Angaben schätzungsweise zu bestimmen ist:

für doppelten Leimfarbenanstrich

auf beiden Mauerseiten . . . $\delta = 0,3$ bis 0,75

für doppelten Oelfarbenanstrich auf

beiden Mauerseiten . . . $\delta = 0,05$ bis 0,25

für einfache Tapetenbekleidung auf

beiden Mauerseiten . . . $\delta = 0,10$ bis 0,30,

wobei zu beachten ist, dass die Luftdurchlässigkeit des Anstrichs und der Wandbekleidung um so grösser ist, je geringer und je älter der Anstrich, bzw. das Bekleidungsmaterial ist.

Ist die Mauerwand auf beiden Seiten verschiedenartig behandelt, beispielsweise auf einer Seite gestrichen und auf der anderen tapezirt und δ_1 der für den Anstrich giltige, δ_2 der für die Tapetenbekleidung giltige Werth, den δ bei beiderseitigem Anstrich bzw. beiderseitiger Bekleidung gleicher Art haben würde, so ergibt sich als wirklich in Rechnung zu bringender Werth

$$\delta = \sqrt{\delta_1 \times \delta_2}.$$

Nimmt man die Märker'schen Angaben als allgemein, also auch für gewöhnliche Fälle, in welchen keine Lüftungs-

einrichtungen vorgesehen sind, zutreffend an, so übersieht man, dass — weil in solchen Fällen von jedem Quadratmeter der Wand nur die eine Hälfte als Luft zuführend, die andere aber als Luft abführend zu betrachten ist und weil hierbei der Widerstand, den die kühlere Luft zu überwinden hat, verdoppelt wird — für jeden Quadratmeter durchlässiger Wandausdehnung nur $\frac{1}{4} \cdot \mu \cdot \delta$ Cubicmeter Zuströmung kühlerer Aussenluft in den wärmeren Raum und $\frac{1}{4} \cdot \mu \cdot \delta$ Cubicmeter Abströmung von Raumluft nach aussen zu rechnen ist.

Strömt Aussenluft von t_a Grad Cels. in einen Raum ein, dessen Luft gleichmässig auf t_1 Grad Cels. gehalten wird, so ist die Wärmemenge, welche von der durch die Wandporen einströmenden Aussenluft zu ihrer Erwärmung auf t_1 Grad benöthigt wird, pro Quadratmeter Wandausdehnung:

$$w' = \frac{1}{4} \cdot \mu \cdot \delta \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \cdot 1000 \text{ . Calorien (5)}$$

wenn c_{v_1} und c_{v_a} die den Temperaturen t_1 und t_a entsprechenden Wärmecapacitäten der Luft, bezogen auf das Cubicdecimeter (vergl. Tabelle III) bezeichnen.

Diejenige Luftmenge, welche infolge des Einströmens der zu erwärmenden Luft gleichzeitig im oberen Raumtheil durch die Wandung entweicht, braucht nicht berücksichtigt zu werden, es sei denn, dass ihre Temperatur wesentlich höher ist, als die Lufttemperatur im unteren Raumtheil, in den die äussere Luft eindringt, in welchem Falle dann eben für t_1 die Temperatur der entweichenden (verdrängten) Luft zu setzen ist (weil ja die Constanterhaltung der Raumlufttemperatur die Constanterhaltung derselben in jedem Theile des Raumes bedingt). Wenn auch eine höhere Temperatur der Raumluft im oberen Raumtheil oft nicht erwünscht ist, so lässt sich ohne Lüftungseinrichtung doch niemals eine Steigerung der Temperatur von unten nach oben vermeiden und es muss bei Ermittlung der nöthigen Wärmeerzeugung immer beachtet werden, dass alle frisch einströmende Luft auf die höchste im Raume vorhandene Temperatur erwärmt werden muss, wenn sie mit dieser Temperatur abströmt. Dabei ist indessen nicht ausgeschlossen, dass man die von den Raumbewohnern durch

Athmungsprozess erzeugte Wärme der erforderlichen Wärmeerzeugung beirechnet.

Was die Wärmecapacitäten c_{v_1} und c_{v_a} betrifft, so erhält man nach den früheren Betrachtungen (vergl. Formel 3 und Tab. III a. S. 23 u. 26) bei constantem (atmosphärischem) Druck

$$c_{v_1} = \frac{c_v}{1 + \alpha t_1} = \frac{0,000308}{1 + 0,003665 t_1} \text{ und } c_{v_a} = \frac{0,000308}{1 + 0,000665 t_a}$$

Wenn also $t_1 = +20^\circ$ Cels. und $t_a = -20^\circ$ Cels., so ist

$$c_{v_1} = 0,000287 \text{ und } c_{v_a} = 0,0003313$$

und somit

$$w' = 1/4 \cdot \mu \cdot \delta (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \times 1000 = 3,0915 \cdot \mu \cdot \delta$$

Für Ziegelsteinmauern mit doppeltem, aber altem Oelfarbenanstrich auf der einen und doppeltem, aber altem Leimfarbenanstrich auf der anderen Seite erhält man

$$\mu = 0,283 \text{ und } \delta = \sqrt{0,75 \times 0,25} = 0,433,$$

so dass also der stündliche Wärmeverlust, welcher durch den Luftaustausch infolge 40grädiger Temperaturverschiedenheit der zu beiden Seiten der Mauerwand befindlichen Luft verursacht wird, ungünstigsten Falles für jedes Quadratmeter der Raumwandfläche

$$w' = 3,0915 \times 0,283 \times 0,433 = 0,379$$

beträgt.

Man ersieht aus diesem Beispiel, dass der durch Temperatureinfluss allein durch eine geschlossene Mauerwand hindurch verursachte Luftaustausch einen so geringen Wärmeverlust im Vergleich zu dem durch Leitung entstehenden ergibt, dass man denselben unberücksichtigt lassen kann, wenn man zu dem letzteren einen kleinen Sicherheitszuschlag hinzufügt.

Mündet in einen Raum ein von der Höhenmitte desselben aus um h' Meter ansteigender Kanal ein, durch welchen die Luft mit einer Temperatur t' entweicht, die höher ist als die Temperatur der ausserhalb der Umfassungswände des Raumes befindlichen Luft, so übt dieser Kanal eine Saugwirkung auf die Umfassungswände aus und verursacht demnach,

dass durch diese Wände mehr Luft in den Raum eindringt, als es unter dem alleinigen Einfluss der Temperaturverschiedenheit zwischen Raumluft und der Aussenluft geschieht.

Ist P_a der über Höhenmitte der Wandung lastende atmosphärische Druck, γ_a das spezifische Gewicht der äusseren Luft in dieser Höhenlage, γ' das spezifische Gewicht der im Kanale befindlichen Luft, $h_w \cdot \gamma_a$ das Gewicht einer Luftsäule (über 1 Quadratmeter Grundfläche), welches die der Luftbewegung in der Wandung entgegenstehenden Widerstände gerade zu überwinden vermag, so ergibt sich — wenn man die übrigen, gegenüber den in der Wandung auftretenden Widerständen völlig bedeutungslosen Widerstände unberücksichtigt lässt — nach den allgemeinen Lehren der Mechanik (unter Hinweis auf nebenstehende schematische Figur 4) die Gleichgewichtsbeziehung:

$$P_a = P_a - h' \cdot \gamma_a + h' \cdot \gamma' + h_w \cdot \gamma_a$$

oder

$$h_w = h' \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma_a} \right)$$

Beachtet man, dass die spezifischen Gewichte sich umgekehrt verhalten wie die Volumina gleicher Luftgewichtsmengen, so hat man:

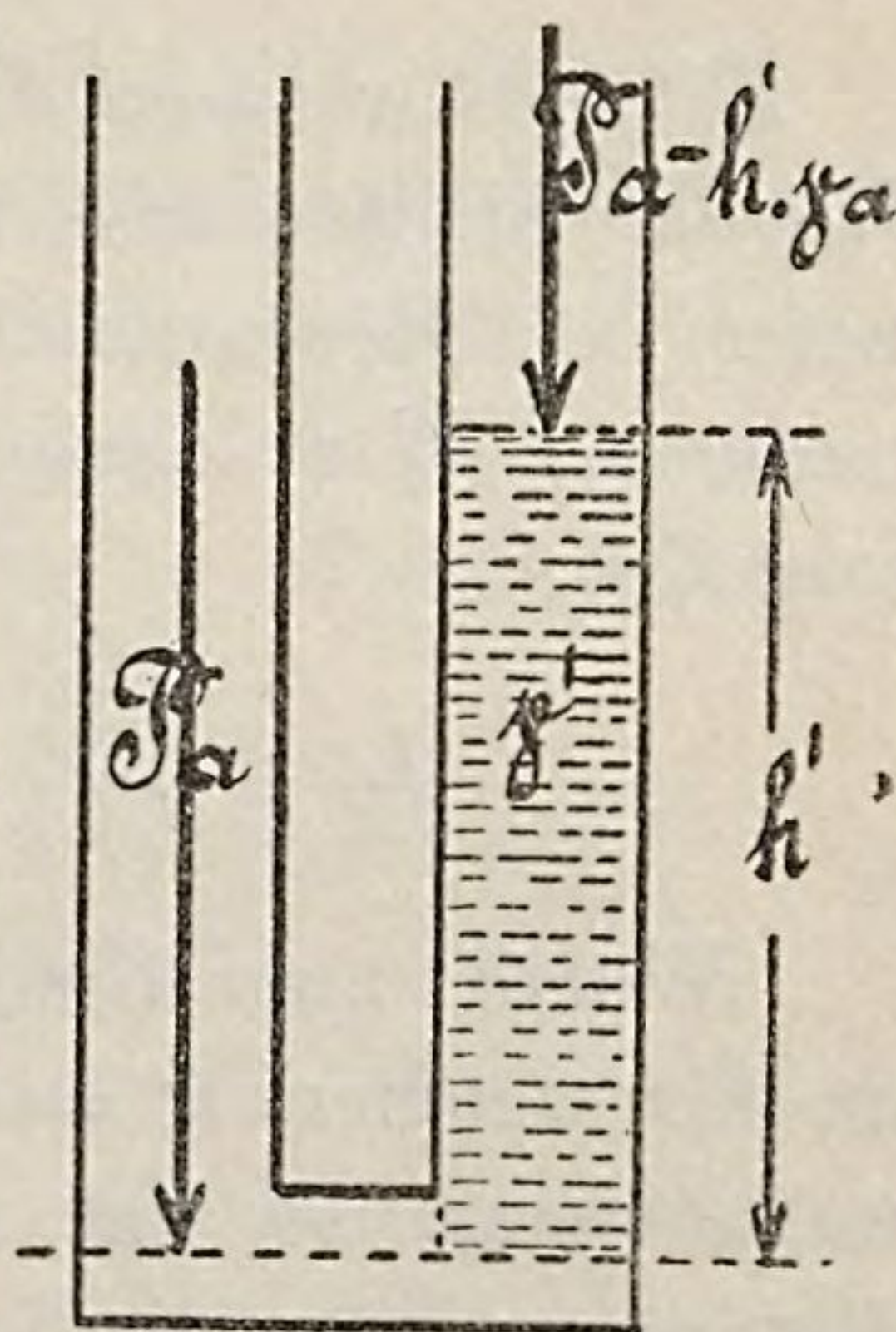
$$\frac{\gamma'}{\gamma_a} = \frac{1 + \alpha t_a}{1 + \alpha t'}$$

wenn t_a die Temperatur der äusseren Luft und $\alpha = 0,003665$ der Ausdehnungscoefficient der Luft ist. Demnach erhält man auch:

$$h_w = \alpha \cdot h' \cdot \left(\frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'} \right) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (6)$$

Beachtet man ferner, dass der Widerstand, welcher sich der Luftbewegung in der Wandung entgensetzt, nach Märker und Pauli der Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und Aussenluft umgekehrt proportional und dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit, bzw. der sogen. Geschwindigkeitshöhe —

Fig. 4.



d. i. dem Ausdruck $\frac{c^2}{2g}$, wenn c die Geschwindigkeit in Metern bezogen auf die Sekunde und g die Beschleunigung der Schwerkraft ($g = 9,81$) bezeichnet — direkt proportional ist, so kann man zunächst schreiben:

$$h_w = \frac{\varphi}{t_1 - t_a} \cdot \frac{c^2 *}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

wenn t_1 die Temperatur der Raumluft und φ ein vorerst noch unbestimmter Faktor ist.

Setzt man diesen Ausdruck für h_w in die Formel (6) ein, so erhält man aus derselben durch Ausrechnung für die Geschwindigkeit c den Ausdruck:

$$c = 0,268 \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t_1 - t_a) \cdot (t' - t_a)}{\varphi \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}}$$

Multipliziert man die Geschwindigkeit c mit 3600, so ist das Produkt nichts anderes als das in der Stunde durch 1 Quadratmeter der Raumwandfläche in den Raum eindringende Luftvolumen. Wird dasselbe mit L_s bezeichnet, so hat man, abgerundet:

$$L_s = 965 \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t_1 - t_a) \cdot (t' - t_a)}{\varphi \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}}$$

Wendet man diese Betrachtung auf den geschlossenen Raum an, für welchen $h' = \frac{1}{2} h$, wenn h die Raumhöhe bezeichnet und $t' = t_1$, so hat man zu beachten, dass dafür auch der Widerstand für die Luft sich verdoppelt (weil dieselbe dann zweimal durch die Wand hindurch muss); es nimmt deshalb die vorstehende Formel für den geschlossenen Raum die Form an:

*) Würde man den Querschnitt der Luftbewegung in der Wand kennen, so könnte man anstatt der Geschwindigkeit c auch die Geschwindigkeit der Luft im Abzugskanale einführen und würde dabei von selbst zur Einführung des Verhältnisses zwischen dem Kanalquerschnitt und dem der durchlässigen Wand gelangen. Da dies nicht möglich ist, muss man zunächst annehmen, der Kanal sei immer im Stande, die der Druckhöhe seiner Luftsäule entsprechende theoretische Saugluftmenge abzuführen (später wird gezeigt, wie man diese Annahme eliminieren kann).

$$(L_s)_g = 965 \cdot \sqrt{\frac{1/2 \cdot h \cdot (t_1 - t_a)^2}{2 \cdot \varphi \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}}$$

$$= 482,5 \cdot (t_1 - t_a) \cdot \sqrt{\frac{h}{\varphi \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}}$$

Nach der auf S. 33 angestellten Betrachtung ist aber $(L_s)_g$ für $(t_1 - t_a) = 1$, gleich $1/4 \cdot \mu \cdot \delta$, wenn μ die von Märker gefundene specifische Wanddurchlässigkeit und δ den von der Wandbekleidung abhängigen auf S. 32 erwähnten Faktor bezeichnet. Man hat demnach die Beziehung:

$$1/4 \cdot \mu \cdot \delta = 482,5 \cdot \sqrt{\frac{h}{\varphi \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}}$$

woraus folgt:

$$\varphi = \frac{(1930)^2}{\mu^2 \cdot \delta^2} \cdot \frac{h}{1 + 0,003661 \cdot t_1}$$

Somit ist denn der Faktor φ bestimmt und kann der Werth von L_s allgemein ermittelt werden. Substituirt man den vorliegenden Ausdruck für φ in den oben vorher für L_s aufgestellten, so erhält man die durch 1 Quadratmeter Wand stündlich eindringende Luftmenge ausgedrückt durch:

$$L_s = 0,5 \cdot \mu \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t_1 - t_a) \cdot (t' - t_a) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)^*}{h \cdot (1 + 0,003665 \cdot t')}} \quad \dots (8)$$

In diesem Ausdruck bezeichnet also h' die von der Mitte der Raumhöhe an gerechnete Saughöhe des Abzugskanals in Metern, h die Raumhöhe in Metern, t_1 die im Raume herrschende Lufttemperatur in Celsiusgraden, t' die im Abzugskanal herrschende und t_a die ausserhalb der Wandung herrschende Lufttemperatur in Celsiusgraden, während μ und δ die auf S. 32 angegebene Bedeutung haben.

Für $\mu = 0,283$, $\delta = 0,433$, $t_1 = +20^\circ$, $t' = +80^\circ$, $t_a = 20^\circ$, $h' = 10$ m und $h = 4$ m erhält man hiernach $L_s = 5,58$ Cubicmeter*).

*) Dies ist die theoretische Saugluftmenge. Wie man die wirkliche Lufteindringung nach Kenntniss der theoretischen in jedem Einzelfalle bestimmen kann, wird später gezeigt werden; jedenfalls empfiehlt es sich, der Wärmeverlustermittelung die theoretische Luftmenge zu Grunde zu legen, um für jeden Fall sicher zu rechnen.

Die Frage nach dem aus der Lufteinströmung L_s sich ergebenden Wärmeverlust kann in zweierlei Weise aufgefasst werden, je nachdem man die Erhaltung der Temperatur der Abzugskanalluft dabei mit berücksichtigt oder nicht. Frägt man nur nach der an die Raumluft abzugebenden Wärmemenge, so ist der durch die Lufteinströmung L_s verursachte Wärmeverlust immer:

$$w'' = L_s \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \times 1000^*) \quad . \quad (9)$$

man würde dann also nach dem vorstehend betrachteten Beispiel

$$w'' = 5,58 \cdot (5,74 + 6,626) = 69 \text{ Calorien}$$

Wärmeverlust pro Quadratmeter Wandfläche haben. Wenn dagegen die Erhaltung der Temperatur im Abzugskanal mit zu berücksichtigen ist, so fragt es sich (wenn man von der abkühlenden Beeinflussung der Kanalwandung absieht), ob die Raumtemperatur t_1 oder die Kanaltemperatur t' höher ist; im letzteren Falle aber hat man

$$(w'') = L_s \cdot (c_{v'} \cdot t' - c_{v_a} \cdot t_a) \times 1000^*) \quad . \quad (9a)$$

so dass man also nach dem vorstehend betrachteten Beispiel

$$(w'') = 5,58 \cdot (19,05 + 6,626) = 143,27 \text{ Calorien}$$

Wärmeverlust pro Quadratmeter Wandfläche haben würde, wohingegen man im Falle $t' < t_1$ das gleiche Resultat wie bei Nichtberücksichtigung von t' erhält.

Der Einfluss des Windes lässt sich in ähnlicher Weise ermitteln, wie der Einfluss eines Saugkanales, indem man die Wirkung des Windes der Saugwirkung eines Abzugkanales gleich setzen und bezw. zu dem eines solchen Kanales addiren kann.

Bezeichnet p_a den auf 1 Quadratmeter Wandfläche lastenden Windüberdruck, γ_a das spezifische Gewicht der Aussenluft bei der bestehenden Temperatur t_a und unter dem herrschenden Barometerstand, so ist $\frac{p_a}{\gamma_a}$ die in Luftsäule ausgedrückte Pressung, welche den Widerstand der durch eine Wand dringenden Luftmasse überwindet und die Geschwindigkeit erzeugt, mit welcher

*) Vergl. S. 33.

die letztere in dem in Betrachtung befindlichen Raume ankommt. Bezeichnet man diese Geschwindigkeit in Metern, bezogen auf die Sekunde mit c , so ist der Gesamtwiderstand (in Analogie mit h_w auf S. 35 u. 36) ausdrückbar durch:

$$\frac{\varphi}{t_1 - t_a} \cdot \frac{c^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma_a} + \alpha \cdot h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'} \quad . \quad . \quad (7a)$$

wenn t_1 wieder die Temperatur der Raumluft und t' diejenige eines Abzugskanales von der Höhe h' bezeichnet und wenn φ die auf S. 37 entwickelte Bedeutung hat, d. i.

$$\varphi = \frac{(1930)^2}{\mu^2 \delta^2} \cdot \frac{h}{1 + 0,003665 t_1}$$

sofern μ und δ die der Wanddurchlässigkeit entsprechenden, auf S. 32 erläuterten Coefficienten und h die Raumhöhe bezeichnet.

Aus der Beziehungsgleichung (7a) erhält man nach gehöriger Umrechnung für das stündlich durch 1 Quadratmeter der Wandfläche einströmende Luftvolumen $L_s' = 3600 \cdot c$:

$$L_s' = 8,262 \cdot \mu \cdot \delta \times \sqrt{\left[\frac{p_a}{\gamma_a} + \frac{0,003665 \cdot h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 t'} \right] \cdot \frac{(t_1 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 t_1)}{h}} \quad . \quad (8a)$$

Strömt die vom eindringenden Winde bedrängte Raumluft durch eine einfache Wandöffnung ins Freie (vor dem Winde), so ist $h' = 0$ und dementsprechend

$$L_s' = 8,262 \cdot \mu \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{p_a}{\gamma_a} \cdot \frac{(t_1 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 t_1)}{h}} \quad . \quad (8b)$$

Der aus der Lufteinströmung L_s' resultierende Wärmeverlust bezieht sich natürlich auf die Temperatur t_a , mit welcher der Wind in die Wand eindringt und ist daher in Analogie zu Gleichung (9) und zu Gleichung (9a)

$$w''' = L_s' \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \cdot 1000 \text{ Calorien} \quad . \quad (9b)$$

oder

$$(w''') = L_s' \cdot (c_{v'} \cdot t' - c_{v_a} \cdot t_a) \cdot 1000 \text{ Calorien} \quad . \quad (9c)$$

je nachdem nur die an die Raumluft abzugebende Wärme oder, bei Existenz eines Abzugskanales, auch die Erhaltung der Temperatur t' in dem letzteren in Betracht zu ziehen ist.

Hinsichtlich des auf 1 Quadratmeter Wandfläche lastenden Windüberdruckes hat man Folgendes zu beachten:

Wenn die Raumlufte dem geringsten, durch die Wand hindurch auf sie ausgeübten Drucke nachgebend, vor demselben durch eine Oeffnung entweichen kann, so ist der Winddruck dem disponibelen Flächendruck des Windes gleich; in dem Maasse aber, in welchem der sich der Fortbewegung der Raumlufte entgegengesetzte Widerstand wächst, wird der in Rechnung zu bringende Windüberdruck geringer.

Ist die Raumlufte durch eine Wand hindurch in einen zweiten Raum und dessen Luft dabei durch eine dritte Wand hindurch in einen dritten Raum u. s. f. und endlich etwa durch eine n^{te} Wand hindurch ins Freie (vor dem Winde) zu verdrängen, so kommen die zwischen der ersten und der letzten Wand herrschenden Temperaturen insoweit mit in Betracht, als sie die Geschwindigkeiten der Luft in den Wänden beeinflussen. Man kann hiernach in Analogie zu der auf S. 36 aufgestellten Fundamentalbeziehung (7) den Ausdruck

$$\frac{p_a}{\gamma_a} = \left[\varphi_1 \cdot \frac{c_1^2}{2g} + \varphi_2 \cdot \frac{c_2^2}{2g} + \varphi_3 \cdot \frac{c_3^2}{2g} + \dots + \varphi_{n-1} \cdot \frac{c_{n-1}^2}{2g} + \varphi_n \cdot \frac{c_n^2}{2g} \right] \cdot \frac{1}{t_m - t_a}$$

als annähernd zutreffend erachten, wenn in demselben $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_n$, die den verschiedenen Wanddurchdringungen entsprechenden Werthe von φ , und $c_1, c_2, c_3, \dots, c_n$ die höchsten dabei vorkommenden Geschwindigkeiten bezeichnen.

Die Faktoren $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_{n-1}, \dots, \varphi_n$ sind in Analogie zu den auf S. 37 gegebenen Erklärungen auszudrücken durch:

$$\varphi_1 = \frac{(1930)^2}{\mu_1^2 \cdot \delta_1^2} \cdot \frac{h_1}{1 + \alpha t_1}, \varphi_2 = \frac{(1930)^2}{\mu_2^2 \cdot \delta_2^2} \cdot \frac{h_2}{1 + \alpha t_2}, \varphi_3 = \frac{(1930)^2}{\mu_3^2 \cdot \delta_3^2} \cdot \frac{h_3}{1 + \alpha t_3},$$

$$\dots \varphi_n = \frac{(1930)^2}{\mu_n^2 \cdot \delta_n^2} \cdot \frac{h_n}{1 + \alpha t_n}$$

wenn $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ die Höhen der durchdrungenen Wände und $\mu_1, \delta_1; \mu_2, \delta_2; \mu_3, \delta_3; \dots, \mu_n, \delta_n$ die der bezüglichen Durchlässigkeit derselben entsprechenden Werthe von μ und δ (vergl. S. 32) bezeichnen.

Kann man annehmen, dass der Luftdurchzugsquerschnitt innerhalb jeder Wand der gleiche ist, so können auch die Geschwindigkeiten $c_1, c_2, c_3, \dots c_n$ als im umgekehrten Verhältniss der ihnen entsprechenden Luftdichtigkeiten $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \dots \gamma_n$ stehend angenommen werden, und, da ausserdem allgemein $\frac{1 + \alpha t_n}{1 + \alpha t} = \frac{\gamma}{\gamma_n}$ wenn γ das der Temperatur t entsprechende und γ_n das der Temperatur t_n entsprechende specifische Gewicht der Luft ist, so findet man, dass der Ausdruck für $\frac{p_a}{\gamma_a}$ sich auch schreiben lässt:

$$\frac{p_a}{\gamma_a} = \frac{(1930)^2}{2g} \cdot \frac{c_n^2}{(1 + \alpha t_n) \cdot (t_n - t_a)} \cdot \left[\frac{h_1}{\mu_1^2 \cdot \delta_1^2} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_n} \cdot \frac{\gamma_n^2}{\gamma_1^2} + \frac{h_2}{\mu_2^2 \cdot \delta_2^2} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_n} \cdot \frac{\gamma_n^2}{\gamma_2^2} + \dots + \frac{h_{n-2}}{\mu_{n-2}^2 \cdot \delta_{n-2}^2} \cdot \frac{\gamma_{n-2}}{\gamma_n} \cdot \frac{\gamma_n^2}{\gamma_{n-2}^2} + \frac{h_{n-1}}{\mu_{n-1}^2 \cdot \delta_{n-1}^2} \cdot \frac{\gamma_{n-1}}{\gamma_n} \cdot \frac{\gamma_n^2}{\gamma_{n-1}^2} + \frac{h_n}{\mu_n^2 \cdot \delta_n^2} \right]$$

Daraus erhält man durch rechnerische Umgestaltung und Vereinfachung für die stündlich pro Quadratmeter der ersten Wandfläche erfolgende Luftströmung in Cubicmetern $L_s'' = 3600 \cdot c_n$ den folgenden Ausdruck:

$$L_s'' = 8,262 \times$$

$$\sqrt{\frac{\frac{p_a}{\gamma_a} \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_n) \cdot (t_n - t_a)}{\frac{h_1}{\mu_1^2 \cdot \delta_1^2} \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_1} + \frac{h_2}{\mu_2^2 \cdot \delta_2^2} \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_2} + \frac{h_3}{\mu_3^2 \cdot \delta_3^2} \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_3} + \dots + \frac{h_{n-1}}{\mu_{n-1}^2 \cdot \delta_{n-1}^2} \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_{n-1}} + \frac{h_n}{\mu_n^2 \cdot \delta_n^2}} \quad (10)$$

Im Allgemeinen werden die Höhen $h_1, h_2, h_3, \dots h_n$ einander gleich sein, wenn die Luftdurchzugsquerschnitte der Wände als einander gleich angenommen werden dürfen; ersetzt man dieselben unter solcher Voraussetzung durch den Buchstaben h , und fasst man zugleich den Fall ins Auge in welchem $\mu_1 \cdot \delta_1 = \mu_2 \cdot \delta_2 = \mu_3 \cdot \delta_3 = \dots = \mu \cdot \delta$, so vereinfacht sich die Formel für L_s'' in

$$L_s'' = 8,262 \cdot \mu \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{\frac{p_a}{\gamma_a} \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_n) \cdot (t_n - t_a)}{h \cdot \gamma_n \left(\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{\gamma_3} + \dots + \frac{1}{\gamma_n} \right)}} \quad (10a)$$

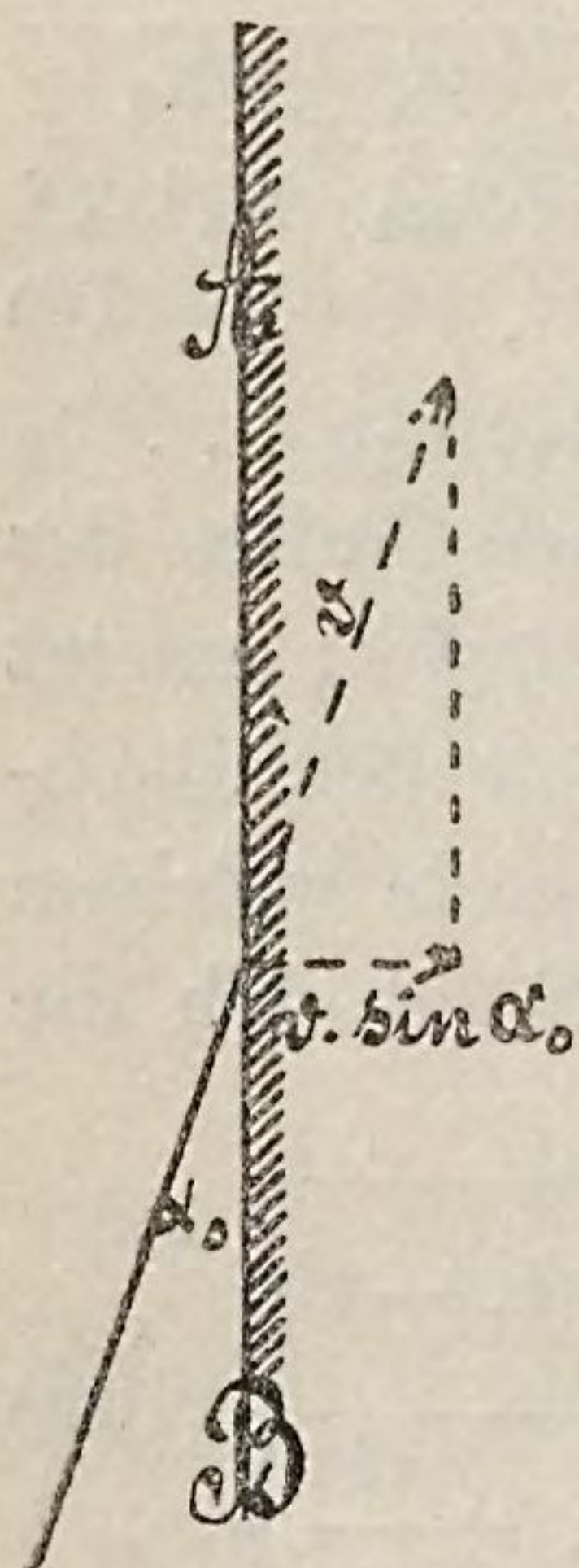
Der disponibele Flächendruck des Windes, welcher in den vorstehenden Formeln allgemein mit p_a bezeichnet ist, hängt nicht nur von der Geschwindigkeit des Windes und der Richtung desselben gegen die in Betrachtung zu ziehende Wand, sondern auch von der Grösse und Form der letzteren ab.

Genaue Gesetze oder Erfahrungsformeln, nach welchen der Druck des Windes gegen eine ruhende Fläche berechnet werden kann, sind bisher nicht bekannt geworden; man weiss nur, dass dieser Druck der Druckhöhe, welche der Windgeschwindigkeit entspricht und dem specifischen Gewicht der bewegten Luft proportional ist. Man kann demnach den disponibelen Flächendruck des Windes, im Falle senkrechten Stosses gegen eine ruhende Fläche, ausdrücken durch:

$$p_a = \zeta \cdot \gamma_a \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ (bezogen auf 1 qm) . . . (11)}$$

wenn v die Geschwindigkeit des Windes, g die Beschleunigung der Schwerkraft (9,81 m), γ_a das specifische Gewicht der in Windbewegung befindlichen Luft und ζ einen Erfahrungscoefficienten bezeichnet, der von der Form und Grösse der ruhenden Fläche abhängt.

Für grosse ebene Flächen soll ζ nahezu gleich **3** sein, für kleine ebene Flächen dagegen bis zu **1,33** herabsinken; für cylindrische Flächen, welche ihre convexe Seite dem Winde zukehren, ist ζ ungefähr halb so gross als für ebene Flächen; kehren aber theilweise cylindrische Flächen dem Winde ihre concave Seite zu, so ist ζ um 25 Procent grösser als für ebene Flächen zu nehmen.



Ist die Hauptrichtung des Windes unter einem Winkel α_0 gegen eine ruhende Fläche AB (Fig. 5) gerichtet, so kann man sich die Geschwindigkeit v des Windes in zwei Componenten zerlegt denken, von welchen die eine in die Fläche AB selbst fällt und die andere zu dieser Fläche senkrecht gerichtet ist.

Die erstere dieser Componenten übt eine

ablenkende Wirkung auf den Wind selbst aus, so dass dieser thatsächlich vor der Fläche A B eine Biegung erleidet, welche seinen Druck gegen diese Fläche erheblich mildert, sofern diese durchaus eben ist; wenn dagegen die abgelenkte Richtung auf einen Widerstand stösst, so wird der Druck nicht gemildert, sondern im Gegentheil erhöht. Nimmt man an, dass die senkrechte Componente der vorstehend erwähnten Geschwindigkeitszerlegung gerade durch den Widerstand vernichtet werde, so ist — weil diese Geschwindigkeitscomponente $v \cdot \sin \alpha_0$ ist und derselben demnach ein aërostatistischer Druck einer Luftsäule vom Gewichte

$$\gamma_a \cdot \frac{v^2 \cdot \sin^2 \alpha_0}{2g}$$

entspricht — der disponibele Flächendruck

$$p_a = \zeta' \cdot \gamma_a \cdot \frac{v^2 \cdot \sin^2 \alpha_0}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (11a)$$

wobei ζ' für Flächen, welche in der Richtung der verbleibenden Geschwindigkeitscomponente vollständig eben oder zurückspringend und glatt sind, zu 0,5 angenommen werden kann, während für Flächen, welche in der Richtung der verbleibenden Geschwindigkeitscomponente mit Vorsprüngen versehen sind, ζ' bis zu 4 zu schätzen ist.

Zur Bestimmung der Wärmeverluste, welche die Luft-eindringung in die Räume durch deren Wände hindurch unter Druck von Winden verursacht, ist es nicht nöthig, den disponibelen Flächendruck des Windes gegen die Wände, d. i. p_a selbst zu kennen, sondern es genügt hierzu (vergl. die Formeln 8a bis 10a) die Kenntniss der diesem Druck entsprechenden aërostatistischen Druckhöhe $\frac{p_a}{\gamma_a}$, welche nach den Formeln 11 und 11a:

$$\text{entweder } \frac{p_a}{\gamma_a} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ oder } \frac{p_a}{\gamma_a} = \zeta' \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \sin^2 \alpha_0$$

Die Berechnung dieser Ausdrücke wird durch die beiden nächstfolgenden Tabellen V und VI erleichtert.

Tabelle V.

Windgeschwindigkeit (v) in Metern	$\frac{v^2}{2g}$	Windgeschwindigkeit (v) in Metern	$\frac{v^2}{2g}$
v = 1,0 (schwacher Lufthauch)	0,051	v = 17,5 (heftiger Sturmwind)	15,619
v = 2,5 (schwacher Wind)	0,319	v = 20,0 (Sturm)	20,400
v = 5,0 (leichte Brise)	1,275	v = 25,0 (starker Sturm)	31,875
v = 7,5 (frische Brise)	2,869	v = 30,0 " "	46,800
v = 10 (kräftige Brise)	5,100	v = 35,0 (Orkan)	62,475
v = 12,5 (mässiger Sturmwind)	7,969	v = 40,0 " "	81,600
v = 15,0 (Sturmwind)	11,475		

Tabelle VI.

Winkel α_0	$\sin^2 \alpha_0$	Winkel α_0	$\sin^2 \alpha_0$
5°	0,00757	50°	0,58676
10°	0,03028	55°	0,67076
15°	0,06708	60°	0,74996
20°	0,11696	65°	0,82084
25°	0,17893	70°	0,88360
30°	0,25000	75°	0,93316
35°	0,32948	80°	0,97023
40°	0,41345	85°	0,99202
45°	0,49844	90°	1,00000

Da nach den vorstehenden Erklärungen für Gebäudemauern, wenn sie senkrecht vom Winde getroffen werden, im Allgemeinen $\zeta = 3$ zu setzen ist, so hat man für diesen speciellen Fall nach den Formeln (8a) und (8b) die spezifische Lufteindringung in der Stunde zu berechnen, d. i. nach

$$L_s' = 8,262 \cdot \mu \cdot \delta \times$$

$$\sqrt{\left[\frac{3 \cdot v^2}{2g} + \frac{0,003665 \cdot h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 t'} \right] \cdot \frac{(t_1 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 t')}{h}} \quad (8c)$$

oder nach

$$L_s' = 8,262 \cdot \mu \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{3 v^2}{2g} \cdot \frac{(t_1 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}{h}} \quad (8d)$$

je nachdem die verdrängte Raumlufte durch einen saugend wirkenden Kanal, dessen Temperatur t' und dessen Höhe h' ist, oder durch eine einfache Wanddurchbrechung (etwa eine geöffnete Thür etc.) unmittelbar ins Freie entweichen kann.

Um die Berechnung nach diesen Formeln zu erleichtern, sind in der folgenden Tabelle VII die Werthe von

$$8,262 \times \sqrt{\frac{(t_1 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}{h}}$$

für die zumeist vorkommenden Raumhöhen $h = 4 \text{ m}$ und $h = 3,2 \text{ m}$ und für eine Raumtemperatur $t_1 = +20^\circ \text{ Cels.}$ angegeben, und ausserdem enthält die Tabelle VIII zur ganz besonderen Erleichterung der Rechnung nach der vereinfachten letzten Formel auch die Werthe von

$$\sqrt{3 \frac{v^2}{2g}}$$

für die verschiedenen vorkommenden Windgeschwindigkeiten v .

Tabelle VII.

Aussenluft- temperatur t_a in Cels.-Grad.	$8,262 \cdot \sqrt{\frac{(t_1 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}{h}}$, für $t_1 = +20^\circ$			
	für $h = 4 \text{ m}$		und für $h = 3,2 \text{ m}$	
— 20°		27,075 Cbm		30,264 Cbm
— 15°		25,315 „		28,306 „
— 10°		23,439 „		26,207 „
— 5°		21,382 „		23,918 „
$\pm 0^\circ$		19,138 „		21,399 „
+ 5°		16,524 „		18,532 „
+ 10°		13,525 „		15,119 „
+ 15°		9,567 „		10,699 „
+ 20°		0,000 „		0,000 „

Tabelle VIII.

Windgeschwindigkeit v in Metern	$\sqrt{3 \frac{v^2}{2g}}$	Windgeschwindigkeit v in Metern	$\sqrt{3 \frac{v^2}{2g}}$
1,0	0,391	17,5	6,845
2,5	0,978	20,0	7,823
5,0	1,956	25,0	9,779
7,5	2,934	30,0	11,850
10,0	3,910	35,0	13,656
12,5	4,890	40,0	15,646
15,0	5,870		

Ist ein Abzugskanal vorhanden, welcher sich um $h' = 10 \text{ m}$ über die mittlere Raumhöhe erhebt und in welchem die

Temperatur $t' = 80^\circ \text{C}$. herrscht, so verursacht nach Formel (8c) eine leichte Brise, bei $v = 5 \text{ m}$ Geschwindigkeit und $t_a = -20^\circ \text{C}$. Aussentemperatur, dass durch eine Ziegelsteinmauer, die auf einer Seite mit Oelfarben- und auf der anderen Seite mit Leimfarbenanstrich in altem Zustand versehen ist, (für welche also $\mu = 0,283$ und $\delta = \sqrt{0,75 \times 0,25} = 0,433$) in einen auf $t = +20^\circ \text{C}$. erwärmten Raum von $h = 4 \text{ m}$ Höhe, in der Stunde $L_s' = 8,66$ Cubicmeter Aussenluft eindringen. Beträgt die Windgeschwindigkeit $v = 10 \text{ m}$, so dringen unter gleichen Verhältnissen $L_s' = 14,3$ Cubicmeter ein, und hat man stärksten Orkan zu berücksichtigen, dessen Geschwindigkeit $v = 40 \text{ m}$ beträgt, so ergiebt die Rechnung nach Formel (8c) eine Lufteindringung $L_s' = 52,86$ Cubicmeter pro Stunde und Quadratmeter Mauerwand.

Entweicht die verdrängte Raumlufte durch eine grössere Wandöffnung unmittelbar ins Freie, so ergiebt die Rechnung nach Formel (8d) für $t_a = -20^\circ$, $t_1 = +20^\circ$, $h = 4 \text{ m}$, $\mu = 0,283$ und $\delta = 0,433$ bei leichter Brise von $v = 5 \text{ m}$ Geschwindigkeit

$$L_s' = 27,075 \times 0,283 \times 0,433 \times 1,956 = 6,487 \text{ Cubicmeter,}$$

d. i. etwa 25 Procent weniger, als bei gleichem Winddruck in dem vorher betrachteten Falle des Raumlufteabzuges durch einen heissen Kanal von 10 m Höhe. Beträgt die Windgeschwindigkeit $v = 10 \text{ m}$, so ergiebt die Rechnung $L_s' = 12,974$ Cubicmeter, d. i. nur etwa 10 Procent weniger, als bei gleichem Winddruck in dem vorher betrachteten Falle des Raumlufteabzuges durch den heissen Kanal von 10 m Höhe, und wenn endlich die Windgeschwindigkeit $v = 40 \text{ m}$ beträgt, so ergiebt die Rechnung nach Formel (8d) $L_s' = 4 \times 12,974 = 51,896$ Cubicmeter, d. i. nur etwa 2 Procent weniger als bei gleichem Winddruck die Entweichung durch einen heissen Kanal von 10 m Höhe ergiebt.

Man ersieht aus diesem Vergleich, dass der Einfluss der Saugwirkung eines Abzugskanales auf den Betrag der durch starken Winddruck verursachten Lufteindringung sehr gering ist, wenn diese Saugwirkung nicht schon an und für sich eine

bedeutende ist und dass man sich daher in jedem Falle, in welchem letzteres nicht zutrifft, ohne Bedenken der einfachen Formel (8d) bedienen kann, nach welcher man mit Hilfe der beiden Tabellen VII und VIII sehr rasch zu rechnen im Stande ist.

Ist der Wind unter 45° gegen die Mauerwand gerichtet, so ist der in den Raum eindringende Luftbetrag ungefähr halb so gross, als bei senkrechtem Aufstossen (weil $\sin^2 45 = 0,49844$, d. i. nahezu gleich $\frac{1}{2}$).

Nach den Formeln (9b) und (9c) ist der Wärmeverlust, welcher der Lufteindringung L_s' entspricht,

$$[w''' = L_s' (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \cdot 1000$$

$$\text{oder} = L_s' (c_{v_1} \cdot t' - c_{v_a} \cdot t_a) \cdot 1000]$$

von der Kenntniss der den Temperaturen t_1 , bzw. t' und t_a entsprechenden Raumcapacitäten c_v abhängig, welche den auf S. 23 gegebenen Erklärungen entsprechend zu berechnen sind. In der folgenden Tabelle IX (auf S. 48) sind diese Raumcapacitäten mit 1000 multiplicirt angegeben; ausserdem enthält diese Tabelle die dazu gehörigen Werthe der Produkte $c_v \cdot t \cdot 1000$. Die Schwankungen des atmosphärischen Druckes sind bei den Angaben natürlich nicht berücksichtigt; diese Angaben entsprechen dem mittleren atmosphärischen Drucke von 10336 Kilogramm pro Quadratmeter Druckfläche oder einer Wassersäule von 10336 mm. Will man die Druckschwankungen berücksichtigen, so hat man die Angaben der Tabelle IX nach Gleichung 3 mit

$$\frac{10336 + h}{10336}$$

zu multipliciren, wenn h den dem wirklich bestehenden Druck entsprechenden positiven oder negativen Ueberschuss an Wassersäule in (Millimetern) über 10336 mm bezeichnet.

Tabelle IX.

Temperatur t der Luft in Celsiusgraden	Wärmecapazität der Luft bezogen auf 1 Cbm, d. i. $1000 \times c_v$ in Calorien	$1000 \cdot c_v \cdot t$ in Calorien
— 25°	0,339	— 8,475
— 22,5°	0,335	— 7,538
— 20°	0,332	— 6,640
— 17,5°	0,329	— 5,758
— 15°	0,325	— 4,890
— 12,5°	0,323	— 4,038
— 10°	0,320	— 3,200
— 7,5°	0,317	— 2,375
— 5°	0,314	— 1,569
— 2,5°	0,311	— 0,778
$\pm 0^\circ$	0,308	$\pm 0,000$
+ 2,5°	0,305	+ 0,763
+ 5°	0,302	+ 1,510
+ 7,5°	0,300	+ 2,250
+ 10°	0,297	+ 2,970
+ 12,5°	0,2945	+ 3,681
+ 15°	0,292	+ 4,380
+ 17,5°	0,289	+ 5,058
+ 20°	0,287	+ 5,740
+ 22,5°	0,2845	+ 6,401
+ 25°	0,2821	+ 7,053
+ 30°	0,280	+ 8,400

Demnach entsprechen den in den vorstehenden Beispielen gefundenen Lufteindringungen L_s' , wenn man nur die an die Raumluft abzugebende Wärme (also die auf die Temperatur t_1 bezügliche) in Betracht zieht:

a) bei Entweichung der Raumluft in den 80° warmen Abzugskanal von 10 m Höhe

wenn die Windgeschwindigkeit $v = 5$ m ist,

$$8,66 \cdot (5,74 + 6,64) = 107,2 \text{ Calorien,}$$

wenn die Windgeschwindigkeit $v = 10$ m ist,

$$14,3 \cdot (5,74 + 6,64) = 177,0 \text{ Calorien,}$$

wenn die Windgeschwindigkeit $v = 40$ m ist,

$$52,86 \cdot (5,74 + 6,64) = 654,4 \text{ Calorien;}$$

b) bei Entweichung der Raumluft durch eine grössere Oeffnung unmittelbar ins Freie:

wenn die Windgeschwindigkeit $v = 5$ m ist,

$$6,487 \cdot (5,74 + 6,64) = 80,31 \text{ Calorien,}$$

wenn die Windgeschwindigkeit $v = 10$ m ist,

$$12,974 \cdot (5,74 + 6,64) = 160,62 \text{ Calorien,}$$

wenn die Windgeschwindigkeit $v = 40$ m ist,

$$51,896 \cdot (5,74 + 6,64) = 642,48 \text{ Calorien.}$$

Hinsichtlich dieser Resultate ist nun zu bemerken, dass bei -20° Aussentemperatur, wie sie der Berechnung zu Grunde gelegt wurde, grössere unmittelbar ins Freie führende Oeffnungen nicht gebräuchlich sind und dass Abzugskanäle sehr häufig nicht im Stande sind, so grosse Luftmengen abzuführen, wie sie die an Beispielen durchgeführte Rechnung ergiebt und dass somit auch so grosse Luftmengen in Wirklichkeit nicht in den Raum eindringen können; endlich ist noch zu beachten, dass starke Stürme bei sehr niedriger Aussentemperatur ziemlich selten vorkommen.

Die ungünstigsten Verhältnisse, denen für Mitteleuropa Rechnung zu tragen ist, dürften wohl Orkan von $v = 40$ m Geschwindigkeit bei $+5^\circ$ Cels. Aussentemperatur oder Sturm von $v = 30$ m Geschwindigkeit bei -5° Cels. Aussentemperatur oder Sturm von $v = 20$ m Geschwindigkeit bei -20° Cels. Aussentemperatur entsprechen. Von diesen drei Fällen verursacht zwar der erste die stärkste Lufteindringung, der zweite die zweitstärkste und der dritte die wenigststarke Lufteindringung, aber der Wärmeverlust ist im letzten Falle am grössten und desshalb wird man

$v = 20$ m, bei $t_a = -20^\circ$ als den ungünstigst vorkommenden Fall in Rechnung zu setzen haben.

Hierfür ergiebt aber die Formel (8d), (welche nach der auf S. 47 oben gegebenen Erklärung anstatt der complicirteren Formel (8c) auch dann zu verwenden ist, wenn ein Abzugskanal vorhanden ist) das Luftvolumen $L_s' = 211,8 \cdot \mu \cdot \delta$ Cubicmeter (pro Stunde und Quadratmeter Wandausdehnung), entsprechend einem Wärmeverlust von

$$w'''' = 211,8 \cdot (5,74 + 6,64) \cdot \mu \cdot \delta = 26,22 \mu \cdot \delta \text{ Calorien,}$$

d. i. für $\mu = 0,283$ und $\delta = 0,433$, $w'''' = 321,24 \text{ Calorien.}$

Ob dieser Wärmeverlust wirklich eintritt, ergibt die Untersuchung, ob der vorhandene Abzugskanal im Stande ist, die Luftmenge $L_s' = 211,8 \cdot 0,283 \cdot 0,433 = 25,95$ Cubicmeter pro Quadratmeter der dem Winde ausgesetzten Wand abzuführen und ob eine Verminderung der Luftabführung während des herrschenden Windes nicht möglich oder angängig ist.

Ist f' der auf je 1 Quadratmeter der vom Winde getroffenen luftdurchlässigen Wand entfallende Theil des lichten Querschnittes des ansteigenden Kanales und c' die Geschwindigkeit, welche während des Winddruckes in diesem Kanale herrscht, so ist bei vollständig geöffnetem Kanale die in den Raum wirklich eindringende Luftmenge

$$(L_s')_e = 3600 \cdot c' \cdot f'$$

Genau bestimmbar ist die Geschwindigkeit c' nun nicht; es empfiehlt sich aber, die Abführungsfähigkeit des Kanales derjenigen gleich zu setzen, welche derselbe ohne Winddruck (gegenüber der freien atmosphärischen Luft) haben würde, wenn in ihm keine Widerstände auftreten würden; danach ist aber in Analogie zu der auf Seite 35 gegebenen Erläuterung:

$$\frac{c'^2}{2g} = \alpha \cdot h' \cdot \frac{(t' - t_a)}{1 + \alpha t'}$$

wenn t' die Temperatur im Kanale, t_a diejenige der äusseren Luft und h' die Kanalhöhe ist, während α wie bisher den Ausdehnungscoefficienten der Luft bezeichnet. Aus dieser Beziehung folgt:

$$\begin{aligned} (L_s')_e &= 3600 \cdot f' \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{\alpha \cdot h' \cdot (t' - t_a)}{1 + \alpha t'}} \\ &= 964,8 \cdot f' \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad . \quad . \quad . \quad (12) \end{aligned}$$

Ist die Temperatur des Kanals gleich der Raumtemperatur, also $t' = t_1 = + 20^\circ$ und $t_a = - 20$ (entsprechend der vorstehend angestellten Betrachtung), so ist

$$(L_s')_e = 5932,55 \cdot f' \cdot \sqrt{h'} \quad . \quad . \quad . \quad (12a)$$

Wenn also beispielsweise $f' = 0,01$ qm und $h' = 10$ m, so ergibt die Rechnung $(L_s')_e = 187,6$ Cubicmeter, also mehr

als 7 mal soviel als der Wind durch die von ihm gedrückte durchlässige Wand hindurchzudrängen vermag.

Wird die Zuströmungsöffnung verkleinert, so dass auf je 1 Quadratmeter der vom Winde gedrückten durchlässigen Wand eine Oeffnungsfläche von f'' qm kommt, so ist einfach f'' als Faktor an die Stelle von f' zu setzen.

Entweicht die Raumluft weder durch einen saugend wirkenden Abzugskanal noch durch eine unmittelbar ins Freie führende Oeffnung, sondern durch eine volle Wand in ein Treppenhaus, so ist anstatt der Formel (8d) die Formel (10) (siehe Seite 41) zur Anwendung zu bringen. Ersetzt man in derselben die dem Winddruck entsprechende aërostatische Druckhöhe $\frac{p_a}{\gamma_a}$ durch den Ausdruck $3 \cdot \frac{v^2}{2g}$ (unter Annahme gewöhnlicher Verhältnisse, für welche $\zeta = 3$, vergleiche Seite 42) und beachtet, dass $n = 2$ und somit im Nenner des Wurzelausdrucks nur 2 Glieder bleiben und dass auch die Wandhöhen h_1 und h_2 einander gleich und durch die eine Raumhöhe h zu ersetzen sind, so vereinfacht sich die Formel in:

$$L_s'' = 3,23 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{(t_2 - t_a) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_2)}{h \cdot \left(\frac{1}{\mu_1^2 \cdot \delta_1^2} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1} + \frac{1}{\mu_2^2 \cdot \delta_2^2} \right)}} \quad (13)$$

Ersetzt man auch das Verhältniss $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ der specifischen Gewichte der Luft im geschlossenen Raume und im Treppenhaus durch das Verhältniss der specifischen Volumina, d. i.

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{1 + \alpha t_1^*)}{1 + \alpha t_2}$$

wenn t_1 die Temperatur in dem geschlossenen Raume und t_2 die Temperatur im Treppenhaus und $\alpha = 0,003665$ den Ausdehnungscoefficienten der Luft bezeichnet, so nimmt die Formel (13) auch die folgende Form an:

$$L_s'' = 3,23 \cdot v \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_2) \times \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h \cdot \left(\frac{1 + 0,003665 \cdot t_1}{\mu_1^2 \cdot \delta_1^2} + \frac{1 + 0,003665 \cdot t_2}{\mu_2^2 \cdot \delta_2^2} \right)}} \quad (13a)$$

*) Vergl. S. 35.

Ist das Material und die Bekleidung oder der Anstrich der beiden von der Luft hintereinander durchzogenen Wände die gleiche, also $\mu_1 \cdot \delta_1 = \mu_2 \cdot \delta_2 = \mu \cdot \delta$ so vereinfacht sich der Ausdruck für L_s " weiter in:

$$L_s " = 3,23 \cdot v \cdot \mu \cdot \delta \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_2) \times \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h \cdot [2 + 0,003665 \cdot (t_1 + t_2)]}} \quad . \quad . \quad . \quad (13b)$$

Um die Rechnung nach diesen Formeln zu vereinfachen, sind in der folgenden Tabelle X die Werthe von

$$3,23 \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_2) \cdot \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h}}$$

und die Werthe von

$$3,23 \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_2) \cdot \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h \cdot [2 + 0,003665 \cdot (t_1 + t_2)]}}$$

für die im Winter häufiger vorkommenden Treppenhaus-temperaturen t_2 , unter Zugrundelegung der vielgebräuchlichen Raumtemperatur $t_1 = +20^\circ$ Cels. und der hinsichtlich des Windes (nach weiter oben gegebener Erklärung) hauptsächlich maassgebenden Aussentemperatur $t_a = -20^\circ$ Cels., für die häufigst vorkommenden Raumhöhen $h = 4$ m und $h = 3,2$ m, angegeben.

Tabelle X.

Für die Raumtemperatur $t_1 = +20^\circ$ Cels. und die Aussenlufttemperatur $t_a = -20^\circ$ Cels.

wenn die Raumhöhe $h = 4$ m

Treppenhaus- temperatur t_2 in Cels.-Graden	$3,23 \cdot (1 + \alpha t_2) \cdot \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h}}$	$3,23 \cdot (1 + \alpha t_2) \cdot \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h[2 + \alpha(t_1 + t_2)]}}$
+ 20°	10,964	7,481
+ 15°	10,081	6,905
+ 12°	9,538	6,554
+ 10°	9,170	6,312
+ 8°	8,796	6,066
+ 5°	8,223	5,685
+ 0°	7,222	5,016

wenn die Raumhöhe $h = 3,2 \text{ m}$

Treppenhaus- temperatur t_2 in Cels.-Graden	$3,23 \cdot (1 + \alpha t_2) \cdot \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h}}$	$3,23 \cdot (1 + \alpha t_2) \cdot \sqrt{\frac{t_2 - t_a}{h[2 + \alpha(t_1 + t_2)]}}$
+ 20°	12,258	8,363
+ 15°	11,270	7,814
+ 12°	10,663	7,267
+ 10°	10,252	7,043
+ 8°	9,834	6,782
+ 5°	9,193	6,356
+ 0°	8,074	5,608

Wenn also die Windgeschwindigkeit $v = 20 \text{ m}$, $t_a = -20^\circ$, $t_1 = +20^\circ$, $t_2 = +10^\circ$, $h = 4 \text{ m}$ und das Produkt $\mu \cdot \delta$ für beide Wände (durch welche der Luftdurchzug nacheinander erfolgt) wie in den bisherigen Beispielen zu $0,283 \cdot 0,433 = 0,1225$ angenommen wird, so ergibt die Rechnung, dass in der Stunde durch 1 Quadratmeter der vom Winde getroffenen Wand $L_s'' = 6,312 \cdot 0,1225 \cdot 20 = 1,546$ Cubicmeter Luft in den Raum eindringen, entsprechend einem Wärmeverlust von $w''' = L_s'' \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \cdot 1000 = 1,546 \cdot (5,74 + 6,64) = 19,14$ Calorien

welcher Wärmeverlust immerhin noch etwa halb so gross ist als der durch eine $1\frac{1}{2}$ Stein starke Mauerwand durch Leitung erfolgende.

Wenn die beiden Wände je auf einer Seite neu und gut mit Oelfarbe gestrichen und auf der anderen Seite mit guter Tapete bekleidet sind, so ist $\mu \cdot \delta = 0,283 \times \sqrt{0,05 \times 0,1} = 0,0198$ und demnach, unter sonst gleichen Verhältnissen wie sie vorstehend dem Beispiel zu Grunde gelegt wurden, $L_s'' = 0,25 \text{ Cbm.}$ und $w''' = 3,1$ Calorien.

Danach erkennt man, wie bedeutend der Einfluss eines guten Oelfarbenanstrichs und einer guten Tapetenbekleidung für die Oekonomie der Beheizung ist.

Saugwirkung des Windes. Wenn der Wind nicht gegen die Aussenfläche einer Wand, sondern in entgegengesetztem Sinne gerichtet ist oder die Richtung der Wandfläche selbst besitzt, so übt er eine Saugwirkung auf die in den Poren der

Wand befindliche Luft aus, welche Wirkung sich in gleichem Sinne auch auf die Raumluft fortpflanzt.

Es ist in diesem Falle $\frac{p_a}{\gamma_a}$ in den Ausdrücken 8_a , 8_b , 10 , 10_a u. s. f. als negativ in Rechnung zu setzen; der absolute Werth von $\frac{p_a}{\gamma_a}$ ist aber in diesem Falle von der Windrichtung unabhängig und ein für allemal

$$\frac{p_a}{\gamma_a} = \frac{v^2}{2g}$$

wenn v wie bisher die Windgeschwindigkeit bezeichnet.

Hinsichtlich des Resultates der Rechnung ist dabei immer zu beachten, dass dem Quadratwurzelzeichen sowohl ein positiver als ein negativer Werth entsprechen kann und ihm im vorliegenden Falle immer dasjenige Vorzeichen (+ oder —) zukommt, welches das Endergebniss der Rechnung zu einem positiven macht.

Näher auf diese Specialisirung einzugehen, dürfte wohl entbehrlich sein.

Zu bemerken ist nur noch, dass der Werth von $\frac{p_a}{\gamma_a}$ sich verdoppelt, also gleich $\frac{2v^2}{2g}$ zu setzen ist, wenn die durch mehrere hintereinander liegende Wände hindurch dringende Luftmenge für ein völlig freistehendes Gebäude zu ermitteln ist, welches auf einer Seite der Druckwirkung und auf der letzten dahinterliegenden Wandseite der Saugwirkung des Windes unterliegt.

IV. Der Wärmeverlust durch Fenster- und Thürspalten.

Die Strömung von Luft und anderen Medien durch Fenster- und Thürspalten hindurch ist der Wahrnehmung weniger ent-rückt als die durch geschlossene Wandtheile hindurch erfol-gende Strömung der die Wand berührenden Medien, weil diese

durch Spalten hindurch mit viel grösserer Geschwindigkeit und in geschlossenem, nicht selten sehr stark empfindbarem Zuge strömen.

Die Bewegung von atmosphärischer Luft durch Fenster- und Thürspalten erfolgt natürlich aus gleichen Veranlassungen wie die Luftbewegung durch die volle Wand.

Wenn also lediglich Temperaturverschiedenheit zwischen der äusseren Luft und der Raumluft besteht und Abzug von Luft aus dem Raume nur durch eine und dieselbe Spalte erfolgt, durch welche äussere Luft einströmt, so strömt kühlere Luft durch den unteren und wärmere Luft durch den oberen Theil dieser Spalte, wenn dieselbe einige Ausdehnung in der Höhenrichtung besitzt, während eine einzige nur wagerecht verlaufende Spalte in mittlerer Höhenlage neutral bleibt, in höherer Lage aber der Bewegung der oberen Raumluft und in tieferer Lage der Bewegung der unteren Raumluft Beihilfe leistet.

Der Fall der Luftbewegung in beiden Richtungen durch eine einzige Spalte hindurch ist für den Wärmeaustausch ebenso belanglos wie die Luftbewegung in beiden Richtungen durch eine und dieselbe volle Wand hindurch und kommt zudem auch sehr selten vor, weil ein Raum in der Regel Spalten in verschiedenen Wänden besitzt, die verschiedener Aussentemperatur ausgesetzt sind, wobei dann eine Wechselwirkung zwischen solchen Spalten besteht, sofern nicht ein Abzugskanal in dem Raume eine überwiegende Wirkung auf alle Spalten ausübt.

Erfolgt die Bewegung der Luft durch die Spalten in einer einzigen Richtung unter dem Einfluss der Temperatur, so befindet sich immer oberhalb der Spalten eine Höhenstrecke, entlang welcher der Abzug der Raumluft erfolgt und welche als saugend wirkend in Betracht kommt. Bezeichnet man die Höhe, auf welche sich die Saugwirkung erstreckt, mit h' , das specifische Gewicht der entlang derselben abströmenden Luft mit γ' und das specifische Gewicht der durch den Spalt nachströmenden kühleren Luft mit γ_a ; bezeichnet ferner c die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch diesen Spalt strömt, und endlich h_w die Höhe einer Luftsäule vom specifischen

Gewichte γ_a , deren Druck zur Ueberwindung der sämtlichen Widerstände, die sich der Luftbewegung entgegensetzen, nothwendig ist, so ergibt sich nach den allgemeinen Lehren der Mechanik die folgende Gleichgewichtsbeziehung:

$$\left(h_w + \frac{c^2}{2g}\right) \cdot \gamma_a = h' (\gamma_a - \gamma')$$

oder auch

$$h_w + \frac{c^2}{2g} = h' \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma_a}\right)$$

Ersetzt man das Verhältniss der specifischen Gewichte durch das Verhältniss der Volumina gleicher Luftgewichtsmengen, d. i.

$$\frac{\gamma'}{\gamma_a} = \frac{1 + \alpha t_a}{1 + \alpha t'}$$

wenn t_a die Temperatur der durch den Spalt nachströmenden (kühleren) Luft (deren specifisches Gewicht γ_a ist) und t' die Temperatur der abströmenden (wärmeren) Luft (deren specifisches Gewicht γ' ist) und endlich $\alpha = 0,003665$ den Ausdehnungscoefficienten der Luft bezeichnet, so erhält man auch:

$$h_w + \frac{c^2}{2g} = 0,003665 \cdot h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t'} \quad (14)$$

Was nun die Grösse h_w betrifft, so ist zunächst zu beachten, dass Luft, welche durch Fenster- und Thürspalten hindurchströmt, dabei durchschnittlich in jeder derselben drei Umbiegungen um je 90° vollzieht, wobei sich ihr ein Widerstand entgegensetzt, zu dessen Ueberwindung nach Péclet eine Druckhöhe

$$h_{w_1} = 3 \cdot 0,5 \cdot \frac{c^2}{2g} = 1,5 \cdot \frac{c^2}{2g}$$

erforderlich ist.

Ausser diesem Widerstand ist der Reibungswiderstand zu beachten, welcher in den gewöhnlich sehr engen Spalten ausserordentlich gross ist und (berechenbar nach der Formel

$$h_{w_2} = \frac{0,006 \times \text{Spaltquerschnittsumfang} \times \text{Spaltlänge} \cdot \frac{c^2}{2g}}{\text{Spaltquerschnitt}}$$

für gutschliessende grössere Fenster und Thüren dem Druck

einer Luftsäule (vom specifischen Gewicht der drückenden Luft d. i. γ_a) gleich zu setzen ist, die annähernd:

$$h_{w_2} = 6 \cdot \frac{c^2}{2g}$$

Da die durch Fenster- oder Thürspalten sekundlich in einen Raum eindringende Luftmenge in der Regel nur sehr klein ist im Verhältniss zu der diesen Raum erfüllenden Luftmenge, so übt sie auf diese letztere im Allgemeinen keinen bewegenden Einfluss aus und, wenn sie nicht einer sehr kräftigen Zugwirkung folgt, so ermässigt sich in der Regel auch ihre eigene Bewegung alsbald derart, dass sie als völlig vernichtet betrachtet werden muss; es muss daher die Geschwindigkeit, mit welcher für die einströmende Luft ein gleichgrosses Luftvolumen entweicht, ebenfalls als vollständig zu erzeugend in Rechnung gebracht werden. Strömt dieses Luftvolumen durch eine den zuführenden Spalten gleiche Querschnittsfläche ab, so ist seine Geschwindigkeit eben so gross wie diejenige der einströmenden Luft; ist der Abzugsquerschnitt dagegen kleiner, so ist der entweichenden Luft eine grössere Geschwindigkeit zu ertheilen als der einströmenden, und ist der Abzugsquerschnitt grösser, so ist die in demselben bestehende Geschwindigkeit kleiner als die in den zuführenden Spalten bestehende.

Erfolgt die Abströmung ebenfalls durch Fenster- und Thürspalten, so wird in diesen die Geschwindigkeit nicht grösser aber auch nicht sehr viel kleiner sein als diejenige Geschwindigkeit, mit welcher die Einströmung in den Raum erfolgt; man hat daher an der Abströmungsstelle annähernd den gleichen Druckhöhenverlust wie an der Einströmungsstelle, d. i.

$$h_{w_3} = h_{w_1} + h_{w_2} + \frac{c^2}{2g} = 8,5 \cdot \frac{c^2}{2g}$$

und die gesammte durch Widerstände absorbirte Druckhöhe ist dann:

$$h_w = h_{w_1} + h_{w_2} + h_{w_3} = 16 \cdot \frac{c^2}{2g}$$

so dass die Formel (14) die Form erhält:

$$17 \cdot \frac{c^2}{2g} = 0,003665 \cdot h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t'} \quad (14a)$$

Daraus ergibt sich für die in der Stunde durch Spalten in den Raum eindringende und für die zugleich durch andere Spalten entweichende Luftmenge $l_s = 3600 \cdot f \cdot c$, wenn f die Gesamtquerschnittsfläche der zuführenden Spalten ist, der Ausdruck:

$$l_s = 235,38 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad (15)$$

Der Wärmeverlust, welcher dieser Lufteindringung in der Stunde entspricht, ist natürlich auf die Raumlufthtemperatur t_1 zu beziehen und, analog den Ausdrücken (9b u. 9c) auszudrücken durch

$$w_f = l_s \cdot 1000 \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_a} \cdot t_a) \text{ Calorien} \quad (16)$$

wenn c_{v_1} und bzw. c_{v_a} die den Temperaturen t_1 und t_a entsprechenden Werthe der Raumcapacitäten der Luft, bezogen auf 1 Cubicdecimeter bezeichnen.

Ist die Raumlufthtemperatur $t_1 = 20^\circ$ Cels., die Aussenlufttemperatur $t_a = 0^\circ$ und dringt die Aussenluft durch die Spalten von zwei grösseren Kreuzstockfenstern, deren Gesamtspaltenlänge je 16 m und deren Spaltenweite je 0,0002 m (wie sie für sehr gutschliessende Fenster im Durchschnitt anzunehmen ist) beträgt, ein und eine gleiche Raumlufthmenge durch die Spalten einer Thür (deren Spaltweite in der Regel etwas grösser ist als die der Fenster) in ein Treppenhaus ein, dessen Luft eine Temperatur $t' = +10^\circ$ Cels. besitzt und in einer Höhe von $h' = 5$ m oberhalb der Mittelhöhe des betrachteten Raumes durch eine nicht zu grosse Ausmündung ins Freie entweichen kann, so ergibt die Rechnung nach der Formel 15 zunächst eine stündliche Luftströmung

$$l_s = 235,38 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 0,0002 \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot (10 - 0)}{1 + 0,003665 \cdot 10}} = 10,464 \text{ Cbm}$$

und, nach Formel 16, unter Benutzung der Tabelle IX auf Seite 48, einen stündlichen Wärmeverlust

$$w_f = 10,464 \times (5,74 \pm 0) = 60,06 \text{ Calorien.}$$

Besitzt die Aussenluft eine Temperatur $t_a = -20^\circ$, so ergibt die Rechnung eine stündliche Luftströmung $l_s = 18,124$ Cbm und einen daraus resultirenden stündlichen Wärmeverlust $18,124 \cdot (5,74 + 6,64) = 224,38$ Calorien.

Sind Doppelfenster vorhanden, dann verdoppelt sich nicht nur der Widerstand in den Fensterspalten, sondern es muss auch die Geschwindigkeit der durchströmenden Luft zweimal erzeugt werden, weil diese in dem Zwischenraum zwischen den beiden Fenstern auf eine ruhende (oder in anderer Richtung bewegte) Luftschicht stösst. Es ist deshalb, wenn in diesem Falle wieder die Abströmung aus dem Raume als ebenfalls durch Spalten erfolgend ins Auge gefasst wird, der Faktor von $\frac{c^2}{2g}$ in der allgemeinen Gleichgewichtsgleichung $\frac{3}{2}$ mal so gross als in der Formel (14a) zu nehmen. Dementsprechend ergibt sich die Einströmungsgeschwindigkeit und folglich auch die stündliche Luftströmung als $\sqrt{\frac{2}{3}}$ mal, d. i. 0,8165 mal so gross als bei einfachen Fenstern, also $l_s' = 0,8165 \times l_s$ d. i.

$$l_s' = 192,19 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad . \quad . \quad (17)$$

In der Formel 16 tritt für die Berechnung des Wärmeverlustes einfach l_s' an die Stelle von l_s .

Auf die oben als Beispiel angenommenen Verhältnisse angewendet, erhält man für eine Aussenlufttemperatur $t_a = -20^\circ$ anstatt 224,38 nur 183,21 Calorien Wärmeverlust als Folge der Spaltewirkung.

Erfolgt die Abströmung der Raumlufte durch einen in dem Raume mündenden Saugkanal, so treten die in diesem vorkommenden Widerstände an die Stelle der Widerstände der abführenden Spalten.

Um den Einfluss der Saugwirkung eines solchen Kanales auf die durch die Spalten zuströmende Luftmenge zu ermitteln, muss natürlich zunächst wieder vorausgesetzt werden, dass die Oeffnung und der lichte Querschnitt des Kanals hinreichend

gross sind um von allen Seiten her die seiner Luftsäule (als unbeschränkt weit betrachtet) entsprechenden theoretischen Saugluftmengen wirklich herbeisaugen und abführen zu können (vergl. Anmerkg. auf S. 37). Kennt man einmal diese theoretischen Saugluftmengen, so braucht man dieselben nur mit dem Verhältniss der wirklich abführbaren Luftmenge zu der Summe aller theoretischen Saugluftmengen zu multipliciren, um die wirklichen einzelnen Saugluftmengen für jeden Einzelfall zu bestimmen; es empfiehlt sich jedoch in sehr vielen — vielleicht sogar in den meisten — Fällen, der sich hierbei etwa ergebenden Verminderung der einzelnen (theoretischen) Saugluftmengen keine wesentliche Bedeutung beizumessen und zur Erzielung einer gewissen Sicherheit, die einzurichtende Heizung nach der Summe der theoretischen Luftströmungen zu bemessen.

Der Widerstand im Saugkanal ist nun nicht blos von dem Verlauf und den Abmessungen desselben, sondern auch, und zwar ganz besonders, von der in ihm herrschenden Luftgeschwindigkeit abhängig und diese ist nicht allgemein bekannt; dieselbe ist aber jedenfalls nicht grösser als die Geschwindigkeit, mit welcher Luft von Aussen durch die am wenigsten Widerstand darbietenden Stellen herbeiströmt und diese Stellen sind, wenn keine grösseren Wandöffnungen (wie Thür- und Fensteröffnungen) zu berücksichtigen sind, jedenfalls die Fenster- und Thürspalten. Sind andererseits grössere Wandöffnungen dauernd vorhanden oder als sehr häufig bestehend zu berücksichtigen, dann spielen die Spalten und die Wanddurchlässigkeit eine untergeordnetere Rolle und es müssen dann Bestimmungen platzgreifen, wie sie für Lüftungsanlagen maassgebend sind, von welchen hier zunächst noch nicht die Rede ist. Es erscheint desshalb zulässig und gerechtfertigt, wenn man bei Ermittlung der Luftströmung durch Fenster- und Thürspalten die in denselben vorkommende Luftgeschwindigkeit auch der Berücksichtigung der Widerstände im Saugkanal als maassgebend zu Grunde legt.

Für den Saugkanal sind zumeist der Umbiegungswiderstand, der Reibungswiderstand und der der Erzeugung der Geschwindigkeit entsprechende Widerstand zu berücksichtigen.

Da die Umbiegung in der Regel im rechten Winkel erfolgt, so entspricht dem Umbiegungswiderstand eine Druckhöhe (bezogen auf die drückende Aussenluft, deren specifisches Gewicht γ_a ist) von der Grösse

$$h_{w_4} = 0,8 \cdot n \cdot \frac{c^2}{2g}$$

wenn n die Anzahl der Ecken des Kanals und c die Geschwindigkeit in den zu betrachtenden Spalten ist.

Bezeichnet ferner D die lichte Weite (d. i. die Seite) des quadratischen oder den Durchmesser des kreisförmigen Querschnitts des Kanals und ist dessen Länge l , so entspricht dem Reibungswiderstand eine Pressungshöhe (bezogen auf die drückende Aussenluft) von der Grösse

$$h_{w_5} = \frac{0,024 \cdot l}{D} \cdot \frac{c^2}{2g}$$

Um hierbei das Verhältniss $\frac{l}{D}$ nicht immer besonders in Rechnung bringen zu müssen, empfiehlt es sich, dafür ein Mittelmaass jeweils durch Schätzung anzunehmen; es ist übrigens der Reibungswiderstand im Kanale von so geringer Bedeutung, dass eine allgemeine Annahme, wie $\frac{l}{D} = 25$ für die folgenden Betrachtungen zulässig erscheint, wonach denn

$$h_{w_5} = 0,6 \cdot \frac{c^2}{2g}.$$

Endlich ist für die Erzeugung der Geschwindigkeit im Kanale die Pressungshöhe

$$h_{w_6} = \frac{c^2}{2g}$$

in Anrechnung zu bringen.

Beachtet man hierzu, dass der Spaltwiderstand bei einfachen Fenstern und einfachen Thüren nur einer Pressungshöhe von der Grösse

$$h_{w_1} + h_{w_2} + \frac{c^2}{2g} = 8,5 \cdot \frac{c^2}{2g}$$

bei Doppelfenstern und Doppelthüren aber einer doppelt so grossen Pressungshöhe entspricht, so erhält man bei Saug-

wirkung eines Kanals, in Analogie zu Gleichung 14, für einfache Fenster und einfache Thüren:

$$(0,5 \cdot n + 0,6 + 1 + 8,5) \frac{c^2}{2g} = (10,1 + 0,5 \cdot n) \frac{c^2}{2g} =$$

$$0,003665 \cdot h' \frac{(t' - t_a)}{1 + 0,003665 t'}$$

und für Doppelfenster und Doppelthüren:

$$(0,5 \cdot n + 0,6 + 1 + 17) \frac{c^2}{2g} = (18,6 + 0,5 \cdot n) \frac{c^2}{2g} =$$

$$0,003665 \cdot h' \cdot \frac{(t' - t_a)}{1 + 0,003665 t'}$$

wenn t' die Temperatur und h' die Höhe des Kanals, von Mitte der Höhe des in Betrachtung stehenden Raumes an gerechnet, bezeichnen.

Aus diesen Beziehungen erhält man aber für die stündlich durch einen Spalt von der Fläche f eindringende Luftmenge $l_s'' = 3600 \cdot c$ bzw. $l_s''' = 3600 \cdot c$

a) für einfache Fenster und einfache Thüren

$$l_s'' = 964,8 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{(10,1 + 0,5 n) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t')}} \quad (15a)$$

und b) für Doppelfenster und Doppelthüren

$$l_s''' = 964,8 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{(18,6 + 0,5 n) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t')}} \quad (17a)$$

Ist $n = 1$, d. h. besitzt der Kanal, wie es zumeist der Fall ist, nur eine Umbiegung, so vereinfachen sich die Formeln in:

$$l_s'' = 296 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad (15b)$$

und

$$l_s''' = 220,8 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad (17b)$$

Ein Vergleich dieser Ausdrücke mit den Formeln (15) und (17) auf Seite 58 und Seite 59 lässt erkennen, dass der Unterschied zwischen der durch eine Thürspalte hindurch erfolgenden Zugwirkung und der seitens eines in gerader Richtung verlaufenden Saugkanals ausgeübten Zugwirkung bei einfachen Fenstern etwa 26 Proc., bei Doppelfenstern aber nur 15 Proc. beträgt, wenn die als saugend zur Geltung kommende Höhen-

strecke h' und die entlang derselben bestehende Lufttemperatur t' die gleiche ist.

Da jedoch in der Regel die Temperatur in einem saugend-wirkenden Abzugskanale grösser ist als in einem Treppenhause, so ist natürlich das Verhältniss des durch ersteres bewirkten Luftzuges zu dem durch die Thürspalte nach dem letzteren hin bewirkten Luftzuge wesentlich grösser als es sich aus dem vergleichenden Ueberblick über die in ihrer Form nur durch einen constanten Faktor verschiedenen Formeln ergibt.

Der aus den Luftströmungen l_s'' und l_s''' sich für den Raum ergebende Wärmeverlust ist natürlich wieder nach der Formel (16)*) zu berechnen, wenn in derselben l_s durch l_s'' und bezw. durch l_s''' ersetzt wird.

Soll auch der für die Erhaltung der Temperatur t' im Abzugskanal erforderliche Wärmebedarf ermittelt werden, so ist in der Formel (16) auch t_1 durch t' und c_{v_1} durch die der Temperatur t' entsprechende Wärmecapazität c_v' zu ersetzen.

Der **Einfluss des Windes** auf die durch Fenster- oder Thürspalten in einen Raum eindringende Luftmenge ergibt sich durch Erweiterung der allgemeinen Beziehungsgleichung (14)**) durch Addition der dem Winddruck entsprechenden Druckhöhe $\frac{p_a}{\gamma_a}$ zu dem rechts vom Gleichheitszeichen stehenden Ausdruck. Hinsichtlich dieser Druckhöhe aber ist zu bemerken, dass es in Betreff der Luft eindringung ziemlich gleichgiltig ist, ob der Wind senkrecht oder schräg unter einem Winkel, der grösser als 45° ist, auf ein Fenster oder eine Thür stösst, weil diese Verschlussorgane in der Regel etwas hinter der übrigen äusseren Wandfläche zurückstehen, so dass der schräg aufstossende Wind auch in der abgelenkten Richtung auf einen Widerstand stösst, welcher eine Vermehrung der Lufteindringung durch die Spalten verursacht.

*) Siehe S. 58.

**) Siehe S. 56.

Demnach ist hier zumeist $\frac{p_a}{\gamma_a}$ durch $\zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$ zu ersetzen, wenn v die Windgeschwindigkeit bezeichnet*). Auch kann der Coefficient ζ für die im Verhältniss zu ganzen Gebäudewänden kleinen Fenster- und Thürflächen nicht kleiner als für jene angesetzt werden, weil der Wind nicht seitlich von diesen Widerstandflächen ungehemmt entweichen kann; man hat also wie für senkrecht getroffene Gebäudeflächen in der Regel $\frac{p_a}{\gamma_a} = 3 \cdot \frac{v^2}{2g}$ zu setzen. Eine Ausnahme von dieser Regel ist, wie schon oben angedeutet, dann zu machen, wenn der Winkel, unter welchem der Wind gegen die Fenster- und Thürflächen aufstösst, durchschnittlich kleiner als 45° ist, doch lassen sich bestimmte Regeln dafür nicht festsetzen; jedenfalls ist dabei zu beachten, dass der Wind, welcher unmittelbar in die senkrechte Mittelfuge der Fenster eindringt, grössere Lufteindringung verursacht, als der über die Ueberdeckung dieser Fuge hinwegblasende Wind (es ist demnach auch die Verschlusslage der Fenster von Belang).

Führt man $\frac{p_a}{\gamma_a} = 3 \frac{v^2}{2g}$ in der oben erwähnten Weise als Summand in die Beziehungsgleichung (14) ein, so ergibt dieselbe für die in der Stunde durch die Spalten in einen Raum eindringende Luftmenge die folgenden Ausdrücke:

a) für einfache Fenster und einfache Thüren, wenn die verdrängte Raumlufte durch Thürspalten in das Treppenhaus oder in einen anderen, in gewisser Höhe h' über die Mitte der Höhe des in Betracht stehenden Raumes durch beschränkte Oeffnung ins Freie mündenden Raum entweicht:

$$l_s = 235,38 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'} + \frac{3 v^2}{2g}} \quad (15c)$$

b) für Doppelfenster und Doppelthüren bei gleicher Art der Entweichung der verdrängten Raumlufte wie unter a:

*) Vergl. S. 42.

$$l_s' = 192,19 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'} + \frac{3 \cdot v^2}{2g}} \quad (15d)$$

c) für einfache Fenster und einfache Thüren, wenn die Raumlufte der Saugwirkung eines Abzugkanales folgt:

$$l_s'' = 964,8 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'} + \frac{3 \cdot v^2}{2g}} \quad (15e)$$

und speciell, wenn der Kanal nur $n = 1$ Umbiegungen besitzt:

$$l_s'' = 296 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'} + \frac{3 \cdot v^2}{2g}} \quad (15f)$$

d) für Doppelfenster und Doppelthüren, wenn die Raumlufte der Saugwirkung eines Abzugkanales folgt:

$$l_s''' = 964,8 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{(18,1 + 0,5 \cdot n) \cdot (1 + 0,003665 \cdot t')} + \frac{3 \cdot v^2}{2g}} \quad (17c)$$

und speciell, wenn der Kanal nur $n = 1$ Umbiegungen besitzt:

$$l_s''' = 220,8 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'} + \frac{3 \cdot v^2}{2g}} \quad (17d)$$

Dabei bezeichnet in allen diesen Ausdrücken wieder f die Flächengrösse der Spalten in qm, durch welche hindurch die Luft eindringung zum erstenmal erfolgt und h' die von der entweichenden Raumlufte mit der Temperatur t' bis zur freien äusseren Atmosphäre durchströmte Streckenhöhe.

Wendet man für ein Beispiel dieselben Verhältnisse wie in dem auf Seite 58 durchgeführten Beispiel an, d. i. $f = 2 \times 16 \times 0,0002 = 0,0064$, $h' = 5m$, $t' = 10^\circ \text{Cels.}$ und $t_a = 0^\circ$, so erhält man nach Gleichung (15c) als Resultat eine Luftmenge $l_s = 15,75$ Cubicmeter, d. i. etwa um 50 Proc. mehr als wenn Windstille in Betracht gezogen wird. Dasselbe Verhältniss ergibt sich natürlich auch für die Fälle b, c und d.

Um den Einfluss der Spaltwirkung leichter übersehen zu können, sind in der folgenden Tabelle XI die Werthe von

$$\sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad \sqrt{\frac{h' (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'} + \frac{3 \cdot v^2}{2g}}$$

für verschiedene Höhen h' und für verschiedene Temperaturen t' und t_a , immer unter Annahme von $v = 20 m$, angegeben.

Tabelle XI.

Höhe h' in Metern	$\sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}}$	$\sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} + \frac{3v^2}{2g}$
für $v = 20$ m		
für $t' = + 10^\circ$ Cels. und $t_a = 0^\circ$ Cels.		
$h' = 1$	2,75*	7,20*
2	4,80*	8,50*
5	6,95	10,46
10	9,82	12,55
15	12,00*	14,30*
20	13,89	15,94
25	15,60*	17,50*
für $t' = + 10^\circ$ Cels. und $t_a = - 10^\circ$ Cels.		
$h' = 1$	3,90*	8,10*
2	5,60*	9,80*
5	9,82	12,55
10	13,89	15,94
15	17,00*	18,80*
20	19,64	21,15
25	22,00*	23,50*
für $t' = + 10^\circ$ Cels. und $t_a = - 20^\circ$ Cels.		
$h' = 1$	5,00*	9,20*
2	7,60*	11,00*
5	12,29	14,35
10	17,02	18,72
15	20,90*	22,30*
20	24,06	25,30
25	26,60*	28,10*
für $t' = + 20^\circ$ Cels. und $t_a = 0^\circ$ Cels.		
$h' = 1$	3,80*	8,10*
2	5,50*	9,60*
5	9,65	12,42
10	13,65	15,73
15	16,74*	18,50*
20	19,31	20,83
25	21,50*	23,05*
für $t' = + 20^\circ$ Cels. und $t_a = - 10^\circ$ Cels.		
$h' = 1$	4,90*	9,20*
2	7,40*	10,84*
5	11,82	14,17
10	16,72	18,46
15	20,50*	22,00*
20	23,64	24,90
25	26,10*	27,80*
für $t' = + 20^\circ$ Cels. und $t_a = - 20^\circ$ Cels.		
$h' = 1$	5,80*	9,90*
2	8,60*	11,75*
5	13,65	15,73
10	19,31	20,83
15	23,50*	24,80*
20	27,30	28,40
25	30,30*	31,70*

Die in dieser Tabelle mit * bezeichneten Werthe wurden graphisch als Annäherungswerthe ermittelt, während die übrigen Werthe Rechnungsergebnisse sind.

Die Zahlenwerthe dieser Tabelle sind nach Angabe der Formeln 15, 17, 15b, 17b, 15c, 15d, 15e, 15f u. 17d beziehentlich mit den constanten Zahlen, welche dem Wurzelausdruck derselben vorgesetzt sind, und mit der Summe der Spaltflächen f , durch welche die Aussenluft in den Raum eindringt, zu multipliciren, um die in der Stunde theoretisch eindringenden Luftmengen zu ermitteln. Hierbei ist zu beachten, dass die Temperaturen t_a ausserhalb der verschiedenen Wandflächen in der Regel verschieden sind und dass man desshalb nur die Spaltflächen, welche einer und derselben Wand angehören, zusammenaddiren darf und für jede Wand die Spaltflächenwirkung besonders ermitteln muss. Dabei kann man für sehr gut schliessende Fenster als Spaltweite jeweils 0,2 mm oder 0,0002 m und für sehr gut schliessende Thüren als Spaltweite 0,0005 m rechnen; für nicht sehr sorgfältig gearbeitete Fenster und Thüren aber sind die angegebenen Spaltweiten verdoppelt in Rechnung zu bringen.

Hinsichtlich der Bestimmung des aus der ermittelten Luftströmung resultirenden Wärmeverlustes sind die auf Seite 38 zu den Formeln 9 und 9a gemachten Erläuterungen zu beachten.

V. Der durch grössere Wandöffnungen verursachte Wärmeverlust.

Die Luftmenge, welche durch eine grössere Oeffnung, die unmittelbar nach aussen führt, hindurchströmt, ist in gleicher Weise zu bestimmen, wie die durch eine volle Wand und durch Spalten hindurch erfolgende Luftströmung; sie ist nur bedeutend grösser als diese, weil die Widerstände, welche sich in einer grösseren Oeffnung der Luftbewegung entgegensetzen, erheblich geringer sind als die Widerstände,

denen die Luftbewegung in der vollen Wand und in engen Spalten begegnet.

Wenn die von der kühleren Luft verursachte Luftströmung durch eine und dieselbe Wandöffnung in beiden Richtungen vor sich gehen muss, was immer dann der Fall ist, wenn sich für die beeinflusste wärmere Luft ein anderer Weg nicht vorfindet, so bewegt sich die kühlere Luft stets in geschlossenem Zuge in der unteren Hälfte der Oeffnung dem wärmeren Raume zu, während aus diesem gleich viel Luft (dem Volumen nach), ebenfalls in geschlossenem Zuge, in der oberen Hälfte der Oeffnung dem kühleren Aussenraume zuströmt. Dabei können durchschnittlich die Stromgeschwindigkeiten an der unteren und an der oberen Grenze der Oeffnung als gleichgross angenommen werden, während gegen die Höhenmitte der Oeffnung hin beide Strömungen allmählich an Lebhaftigkeit abnehmen und in der Höhenmitte selbst durchschnittlich als verschwindend gering angenommen werden können. Die Ursache dieser Eigenthümlichkeit der Bewegung ergiebt sich aus dem Widerstand, welchen die in Austausch begriffenen Luftmassen selbst einander entgegensetzen.

Bezeichnet c die Grösse der an der oberen und an der unteren Grenze der Oeffnung vorhandenen Luftgeschwindigkeit (in Metern bezogen auf die Sekunde), so folgt aus der soeben angestellten Betrachtung, dass das in der Stunde von Aussen in einen Raum eindringende Luftvolumen

$$L_0 = \frac{1}{4} \cdot c \cdot O \cdot 3600 = 900 \cdot c \cdot O$$

wenn O die Flächengrösse der Oeffnung (in Quadratmetern ausgedrückt) bezeichnet, weil bei allmählicher Abnahme der Geschwindigkeit c bis zu Null, die mittlere Geschwindigkeit $\frac{c}{2}$ ist und weil von der ganzen Oeffnung nur die Hälfte als lufteinlassend in Betracht kommt.

Um die Geschwindigkeit c zu bestimmen, kann an vorliegender Stelle allgemein angenommen werden, dass die in der oberen Hälfte der Oeffnung befindliche wärmere Luft in dem Momente des Ausströmens ins Freie ein specifisches Ge-

wicht γ' und die Aussenluft das specifische Gewicht γ_a habe. Ferner sei der Druck der Atmosphäre in der Höhenmitte der in Betracht stehenden Oeffnung, bezogen auf 1 Quadratmeter Fläche, mit p_a bezeichnet und endlich sei der Druck, welcher zur Erzeugung der Geschwindigkeit c und zur Ueberwindung der Bewegungswiderstände innerhalb der Oeffnung erforderlich ist, in Analogie zu früheren Betrachtungen*) zunächst durch

$$\varphi' \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot \gamma_a$$

ausgedrückt, wobei φ' einen noch näher zu bestimmenden Coefficienten bezeichnet. Wird endlich noch die Höhe der Oeffnung mit h bezeichnet, so ergibt sich im Hinblick auf die schematische Figur 6 das Folgende:

In der Höhenmitte der Oeffnung herrscht nach jeder Richtung hin, also auch nach aufwärts der atmosphärische Druck p_a . Denkt man sich nun die warme Luftschicht, deren Höhe $\frac{h}{2}$ ist, etwas vor die Oeffnung geschoben, so lastet auf derselben von oben ein Druck p' , der um den Betrag $\frac{1}{2} h \cdot \gamma_a$ kleiner ist als der von unten her den Auftrieb bewirkende p_a . Dazu kommt als Gegendruck gegen diesen Auftrieb der Druck $\frac{1}{2} h \cdot \gamma'$ und ausserdem der obenerwähnte Druck $\varphi' \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot \gamma_a$, so dass man als Gleichgewichtsbeziehung erhält:

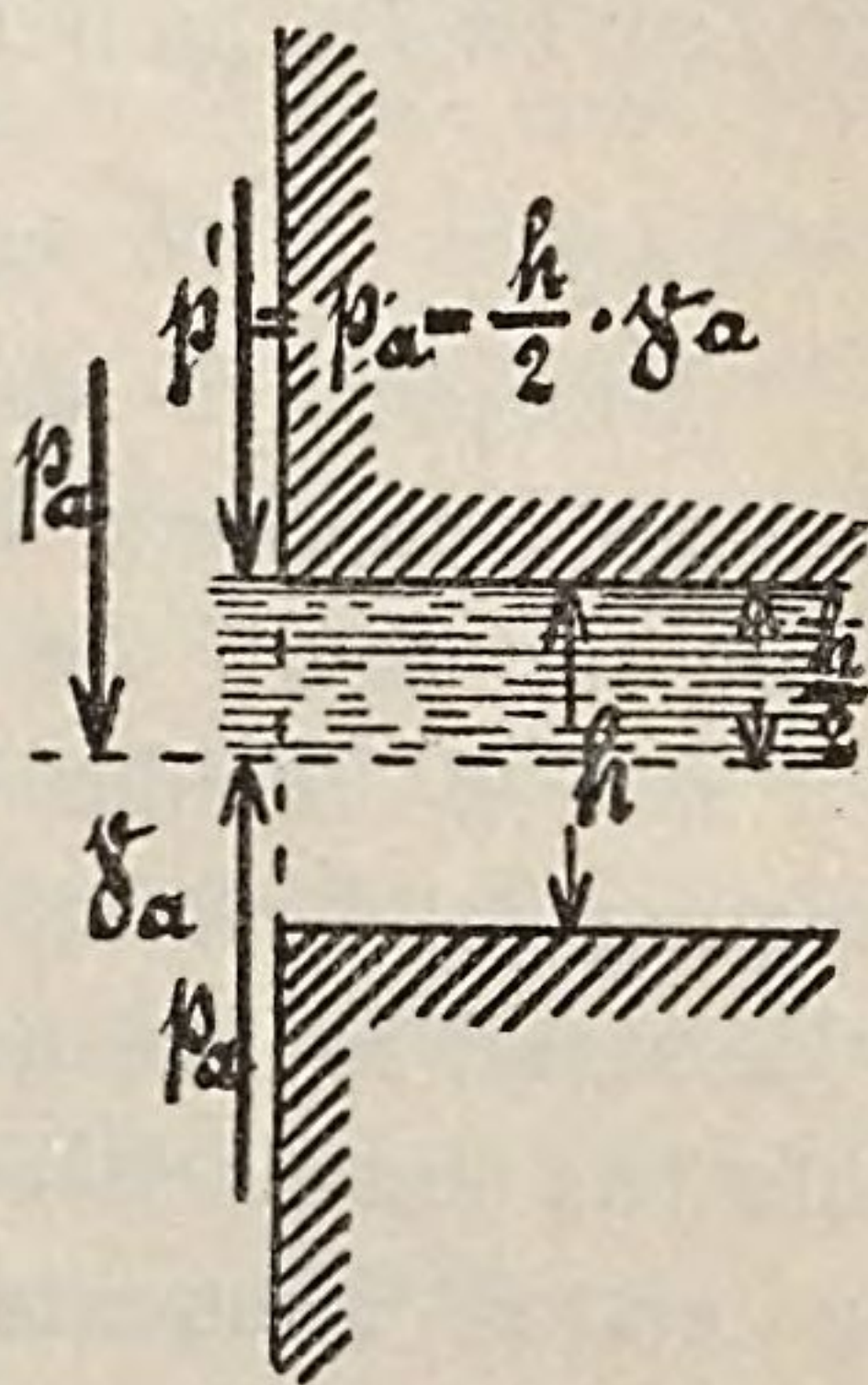
$$\left(p_a - \frac{h}{2} \cdot \gamma_a \right) + \frac{h}{2} \cdot \gamma' + \varphi' \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot \gamma_a = p_a$$

woraus folgt:

$$\varphi' \cdot \frac{c^2}{2g} = \frac{h}{2} \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma_a} \right)$$

Führt man anstatt des Verhältnisses der specifischen Gewichte das demselben gleiche umgekehrte Verhältniss der

Fig. 6.



*) Vergl. S. 36 u. 39.

specifischen Volumina der Luft bei den Temperaturen t' und t_a , welche den specifischen Gewichten γ' und γ_a entsprechen, ein, so erhält man auch

$$\varphi' \cdot \frac{c^2}{2g} = \alpha \cdot h \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'} \quad *)$$

Hinsichtlich des noch unbekannten Coefficienten φ' ist nun zu bemerken, dass derselbe auf den Luftbewegungswiderstand innerhalb der Oeffnung keinen Bezug hat, sich vielmehr nur auf die an der obersten Grenze derselben auftretende Bewegung (c) bezieht, woselbst in erster Linie ein Umbiegungswiderstand in Betracht kommt; ausserdem aber trifft die hier aufwärts entweichende Luft auf ruhende Luft, von welcher sie im ersten Momente des Ausströmens ein gleiches Massentheilchen zwingt an ihrer Bewegung theilzunehmen, wesshalb zum Zweck der Erhaltung einer Geschwindigkeit c , für den ersten Moment des Ausströmens eine doppelt so grosse Geschwindigkeit ($2c$) erzeugt werden muss, auf welche sich natürlich auch der Umbiegungswiderstand bezieht, der demnach bei einer Umbiegung um 90° , einer Druckhöhe $0,5 \cdot \frac{(2c)^2}{2g}$ **) entspricht.

Wenn also andere Widerstände nicht in Betracht kommen, so ist die Summe der Druckhöhen, welche zur Widerstandsüberwindung und zur Erzeugung der Geschwindigkeit erforderlich ist:

$$\varphi' \cdot \frac{c^2}{2} = 0,5 \cdot \frac{(2 \cdot c)^2}{2g} + \frac{(2 \cdot c)^2}{2g}$$

und somit

$$1,5 \cdot \frac{(2 \cdot c)^2}{2g} = \alpha \cdot h \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'}$$

Setzt man für den Ausdehnungscoefficienten α seinen Werth 0,003665 und ermittelt den sich aus der vorstehenden Beziehung ergebenden Ausdruck für $L_0 = 900 \cdot c \cdot O$, so findet man

$$L_0 = 26,12 \cdot O \cdot \sqrt{\frac{h \cdot (t' - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot t'}} \quad . \quad . \quad (18)$$

*) Vergl. S. 35 Formel 6 und S. 36 Formel 7.

**) Vergl. S. 56.

Was nun die Temperatur t' betrifft, so ist zu beachten, dass dieselbe zweifellos nicht mehr so gross ist wie die Raumlufttemperatur; doch lehrt die Erfahrung, dass sie immer noch wesentlich höher ist als das arithmetische Mittel aus der Raumlufttemperatur und der Aussenlufttemperatur. Bezeichnet man die letztere wieder wie früher mit t_1 , so mag es sich empfehlen, t' zu ersetzen durch $\psi \cdot t_1$ und den Faktor ψ nach den jeweils vorliegenden Verhältnissen zu schätzen, indem man beachtet, dass die ins Freie strömende Luft umsomehr an ihrer Temperaturhöhe verliert, bevor sie aussen ankommt, je länger sie auf ihrem Wege nach aussen kälter Luft begegnet und je grösser die Temperaturdifferenz $t_1 - t_a$ ist. Hiernach würde also die Formel (18) auch die Form

$$L_0 = 26,12 \cdot O \cdot \sqrt{\frac{h \cdot (\psi \cdot t_1 - t_a)}{1 + 0,003665 \cdot \psi \cdot t_1}} \quad (18a)$$

erhalten.

Als Beispiel sei die Oeffnung eines Fensters von $O = 2$ qm Flächengrösse und $h = 1,6$ m Höhe bei einer Raumtemperatur $t_1 = +20^\circ$ und einer Aussentemperatur $t_a = -20^\circ$ in Betracht gezogen. Wenn unter solchen Verhältnissen $\psi = 0,5$ geschätzt werden kann, so ergibt die Rechnung nach Formel (18a) $L_0 = 355,4$ Cbm., während man für $\psi = 1$, $L_0 = 390,2$ Cbm. erhält.

Die gleiche Oeffnung ergibt, für $t_1 = +10^\circ$, $t_a = 0^\circ$ und $\psi = 1$, $L_0 = 205$ Cbm.

Erfolgt während des Bestehens einer grösseren unmittelbar nach Aussen führenden Wandöffnung gleichzeitig Luftzug durch Thürspalten oder durch die Spalten eines in anderem Temperatureinfluss ausgesetzter Wand befindlichen Fensters hindurch, so wird die Lufteindringung durch die Wandöffnung nur unerheblich verändert, so dass man darauf nicht besonders Rücksicht zu nehmen braucht.

Wenn dagegen zwei von verschieden warmer Aussenluft berührte Wände gleichzeitig grössere Oeffnungen haben, so ist deren gegenseitige Einwirkung von ganz bedeutendem Einfluss auf die in den Raum eindringende

Luftmenge; denn es strömt in diesem Falle durch die eine von zwei in Gegenwirkung befindlichen Oeffnungen nur Luft in den Raum und durch die andere Oeffnung nur Luft aus dem Raume. Das Gleiche findet auch dann statt, wenn sich zwei grössere Wandöffnungen einer und derselben Wand in verschiedener Höhenlage befinden, wobei dann die senkrechte Entfernung der Mitten beider Oeffnungen als Saughöhe in Betracht kommt, während bei gleicher Höhenlage von in verschiedenen Wänden befindlichen Oeffnungen die Höhenstrecke, innerhalb welcher die Luftentweichung in constanter Temperatur vor sich geht, von der Höhenmitte der Oeffnungen aus gerechnet, als Saughöhe zu erachten ist.

Wählt man für beide Fälle wieder die Bezeichnungen h' für die Saughöhe und t' für die Temperatur der entlang dieser Saughöhe aufsteigenden Luft, sowie c für die Geschwindigkeit, mit welcher die Aussenluft in den wärmeren Raum eindringt und c' für die Geschwindigkeit, mit welcher Raumluft durch die zweite Oeffnung entweicht, so hat man, wenn andere Widerstände als Umbiegungswiderstände an rechtwinkligen Ecken nicht zu berücksichtigen sind, als Gleichgewichtsgleichung den Ausdruck

$$(n_1 \cdot 0,5 + 1) \frac{c^2}{2g} + (n_2 \cdot 0,5 + 1) \frac{(c')^2}{2g} = \alpha \cdot h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'}$$

sofern n_1 die Anzahl der Ecken bezeichnet, um welche die zuströmende Luft sich umbiegt und n_2 die Anzahl der Ecken, um welche die abströmende Luft sich umbiegt.

Beachtet man nun, dass das einströmende Luftvolumen gleich dem abströmenden Luftvolumen ist, gleichviel welche Temperaturen beide besitzen, so hat man, wenn O_1 die Grösse der Oeffnung für die Einströmung und O_2 diejenige für die Abströmung ist, die Beziehung:

$$c \cdot O_1 = c' \cdot O_2$$

woraus folgt

$$c' = c \cdot \frac{O_1}{O_2}$$

so dass man der vorstehenden Gleichgewichtsgleichung auch die Form

$$\left[0,5 \cdot n_1 + 1 + (0,5 \cdot n_2 + 1) \cdot \left(\frac{O_1}{O_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{c^2}{2g} = \alpha \cdot h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'}$$

wonach man für die in der Stunde durch die Oeffnung O_1 einströmende Luftmenge $L_0' = 3600 \cdot c \cdot O_1$ den folgenden Ausdruck erhält

$$L_0' = 965 \cdot O_1 \times$$

$$\sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{\left[0,5 \cdot n_1 + 1 + (0,5 \cdot n_2 + 1) \left(\frac{O_1}{O_2} \right)^2 \right] \cdot (1 + 0,003665 \cdot t')}} \quad (19)$$

Strömt die Aussenluft am Fussboden eines Raumes durch eine einfache wagerecht verlaufende Wandöffnung ein, und Raumluft dafür durch eine nahe unter der Raumdecke befindliche ebenfalls wagerecht verlaufende Wandöffnung aus, so hat man sowohl n_1 als auch n_2 gleich Null zu setzen, weil man sich nicht vorzustellen hat, dass die Luft auf direktem Wege unten ein- und oben wieder abströme, sie breitet sich vielmehr, wenigstens theilweise, zunächst im unteren Theile des Raumes aus und steigt dann allmählig zur Decke, wo in nahezu wagerechtem Strome wärmere Raumluft durch die obere Oeffnung abströmt. Es vereinfacht sich demnach für diesen Fall die Formel (19) in

$$L_0' = 965 \cdot O_1 \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t_1 - t_a)}{\left[1 + \left(\frac{O_1}{O_2} \right)^2 \right] \cdot (1 + 0,003665 \cdot t_1)}} \quad (19a)$$

weil t' in diesem Falle der Raumlufttemperatur t_1 gleich ist.

Ist die Entfernung der Mitten beider Oeffnungen $h' = 3,0$ m, die Raumlufttemperatur $t_1 = +20^\circ$ und Aussenlufttemperatur $t_a = -20^\circ$, so ergiebt die Formel (19a) für $O_1 = O_2$, $L_0' = 7215 \cdot O_1$ Cubicmeter.

Hierzu ist nun zu bemerken, dass die Formel (19a) für zwei in verschiedenen Höhenlagen befindliche Oeffnungen nur so lange giltig ist, als diese selbst eine kleine Höhe haben, welche bei dünnen Wänden höchstens 0,3 m betragen darf, weil sonst auch durch den unteren Theil der oberen Oeffnung etwas Aussenluft eindringt und durch den oberen Theil der unteren Oeffnung etwas Raumluft entweicht, wofür die Ursache

in dem vorstehend erwähnten Umstande getrennter Luftbewegungen im oberen und im unteren Raumtheil zu suchen ist.

Wesentlich anders verhält es sich mit der gegenseitigen Einwirkung von zwei in gleicher Höhenlage in verschiedenen Wänden befindlichen Oeffnungen, zwischen welchen immer schon bei sehr geringer Temperaturverschiedenheit ausserhalb dieser Wände ein direkter Luftzug bemerkbar ist; auch findet dabei ausserhalb der Abzugsöffnung sofort eine Strömung in senkrecht ansteigender Richtung statt, deren Erhebung, d. i. die Höhe h' , jedoch nicht immer die gleiche ist, da dieselbe wesentlich von anderen Luftströmungen stark beeinflusst wird. Man wird deshalb hierbei nur dann in der Lage sein, die Saughöhe h' mit einiger Bestimmtheit anzugeben, wenn die Abströmung durch einen geschlossenen Raum oder bei völliger Windstille erfolgt, da im letzteren Falle geringe Nebenbewegungen nur von unerheblichem Einfluss sind. Wegen dem Richtungswechsel der Luftströmung ausserhalb der Ausströmungsöffnung ist, auch bei völlig wagerechtem Verlauf der Wandöffnungen, $n_2 = 1$; es vereinfacht sich für diesen Fall die Formel (19) in:

$$L_0' = 965 \cdot O_1 \cdot \sqrt{\frac{h' \cdot (t' - t_a)}{\left[1 + 1,5 \left(\frac{O_1}{O_2}\right)^2\right] \cdot (1 + 0,003665 \cdot t')}} \quad (19b)$$

In der Regel ist die Temperatur t' , mit welcher die ausströmende Luft ausserhalb der Ausströmungsöffnung aufsteigt, bedeutend niedriger als die Temperatur t_1 der für die Beheizung in Betrachtung zu ziehenden Räume, zugleich ist aber auch die Höhe h' meistens grösser als der Höhenabstand von Oeffnungen, die innerhalb eines geheizten Raumes den Luftdurchzug fördern.

Entweicht die Luft durch ein Treppenhaus hindurch, dessen Temperatur $t' = +10^\circ$, in einer Höhe $h' = 5$ m oberhalb der Höhenmitte des für die Heizung in Betrachtung zu ziehenden Raumes, so erhält man für $t_a = -20^\circ$ und $O_2 = O_1$, $L_0' = 7343,6 \cdot O_1$ Cubicmeter.

Man erkennt hiernach, dass der Luftzug, den zwei in Wechselwirkung befindliche Wandöffnungen verursachen, unter

Umständen ganz enorm sein kann und dass man desshalb — wenn nicht Lüftung mit Hilfe solcher Oeffnungen beabsichtigt ist — entweder dem gleichzeitigen Vorkommen solcher Oeffnungen überhaupt möglichst vorbeugen oder dahin trachten muss, deren gegenseitige Beeinflussung thunlichst zu beschränken, indem man zu letzterem Zwecke beispielsweise im Winter Thüren, welche ins Freie führen, mit einem geschlossenen Vorbau umgiebt und diesen selbst heizt, damit die Temperatur t_a der beim Oeffnen einer solchen Thür eindringenden Luft möglichst wenig von der für den Abzug maassgebenden Temperatur t' abweicht, und indem man etwa auch noch den Vorbau mit besonderer, automatisch beim Oeffnen der Innenthür kräftig zur Wirkung kommender Luftabfuhrvorrichtung versieht u. s. f. —

Werden Wandöffnungen zur Wechselwirkung für Lüftungszwecke besonders vorgesehen, so wird häufig die durch die Zuführungsöffnung herbeiströmende Frischluft zunächst an einem umhüllten Heizkörper vorerhitzt, bevor sie aus dessen Umhüllung in den zu beheizenden Raum einströmt. Erfolgt hierbei die Zuströmung der äusseren Luft zu dem Heizkörper von unten und die Weiterströmung der erhitzten Luft in den Raum am oberen Theile der Umhüllung des Heizkörpers (vergl. Fig. 7), so begünstigt die an letzterem erfolgende Erhitzung die Strömung der Luft in gleicher Weise wie ein Saugkanal; erfolgt dagegen die Zuströmung der äusseren Luft zu dem Heizkörper von oben und die Weiterströmung der erhitzten Luft in den Raum am Fusse der Umhüllung des Heizkörpers (vergl. Fig. 8), so wirkt

Fig. 7.

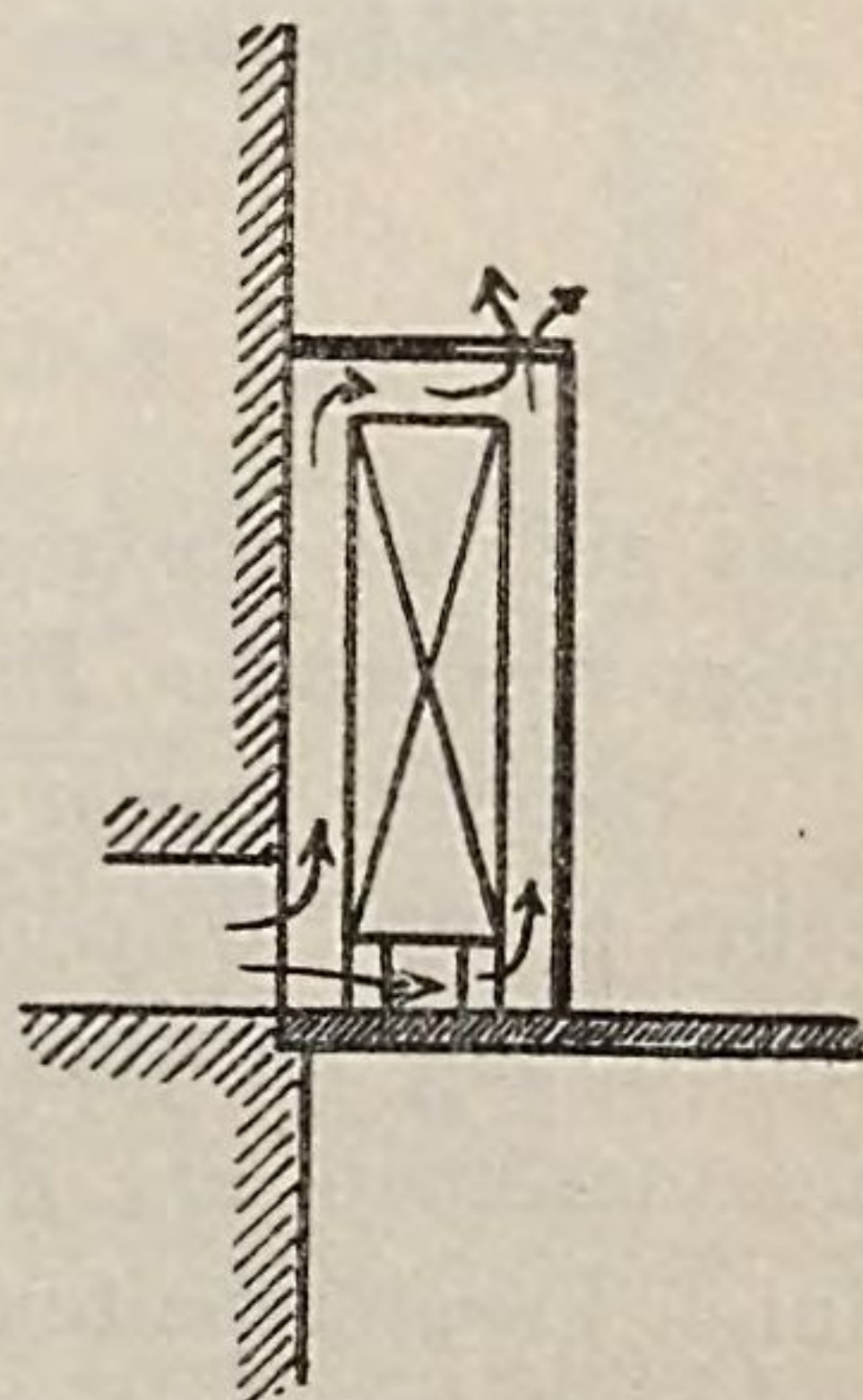
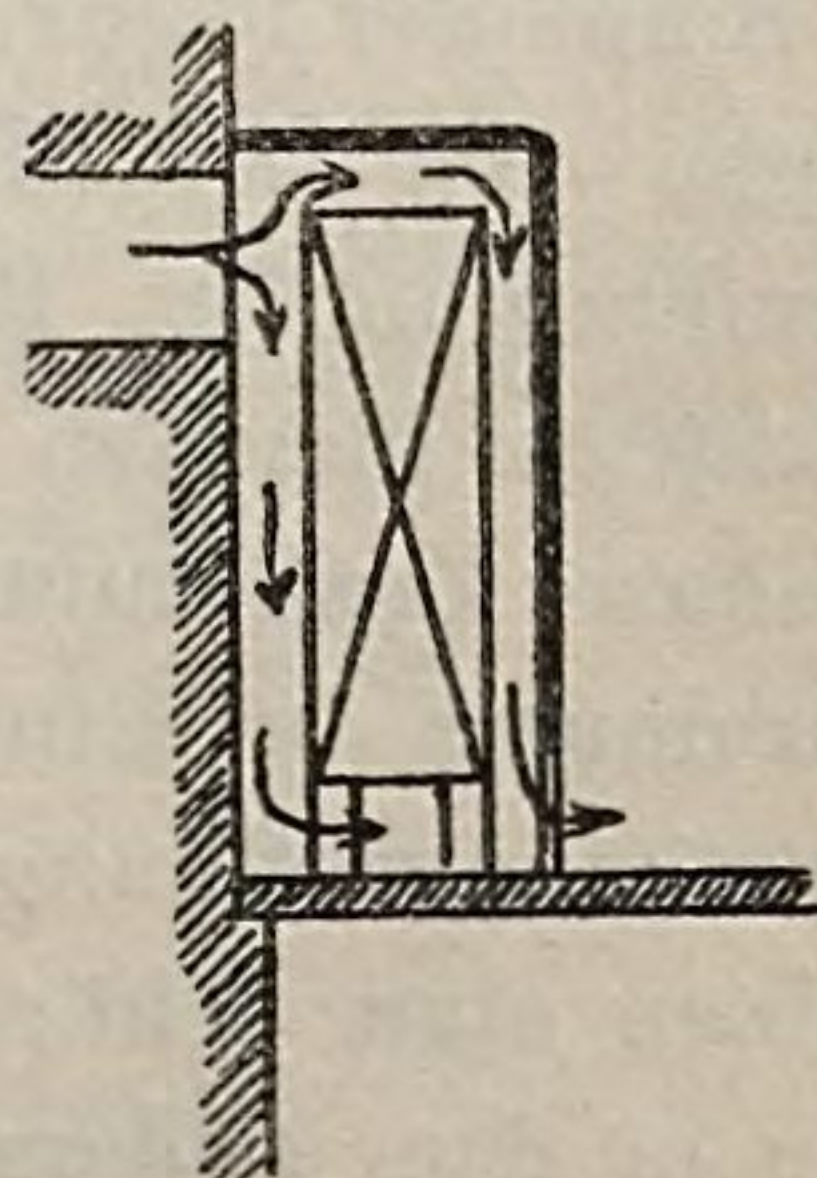
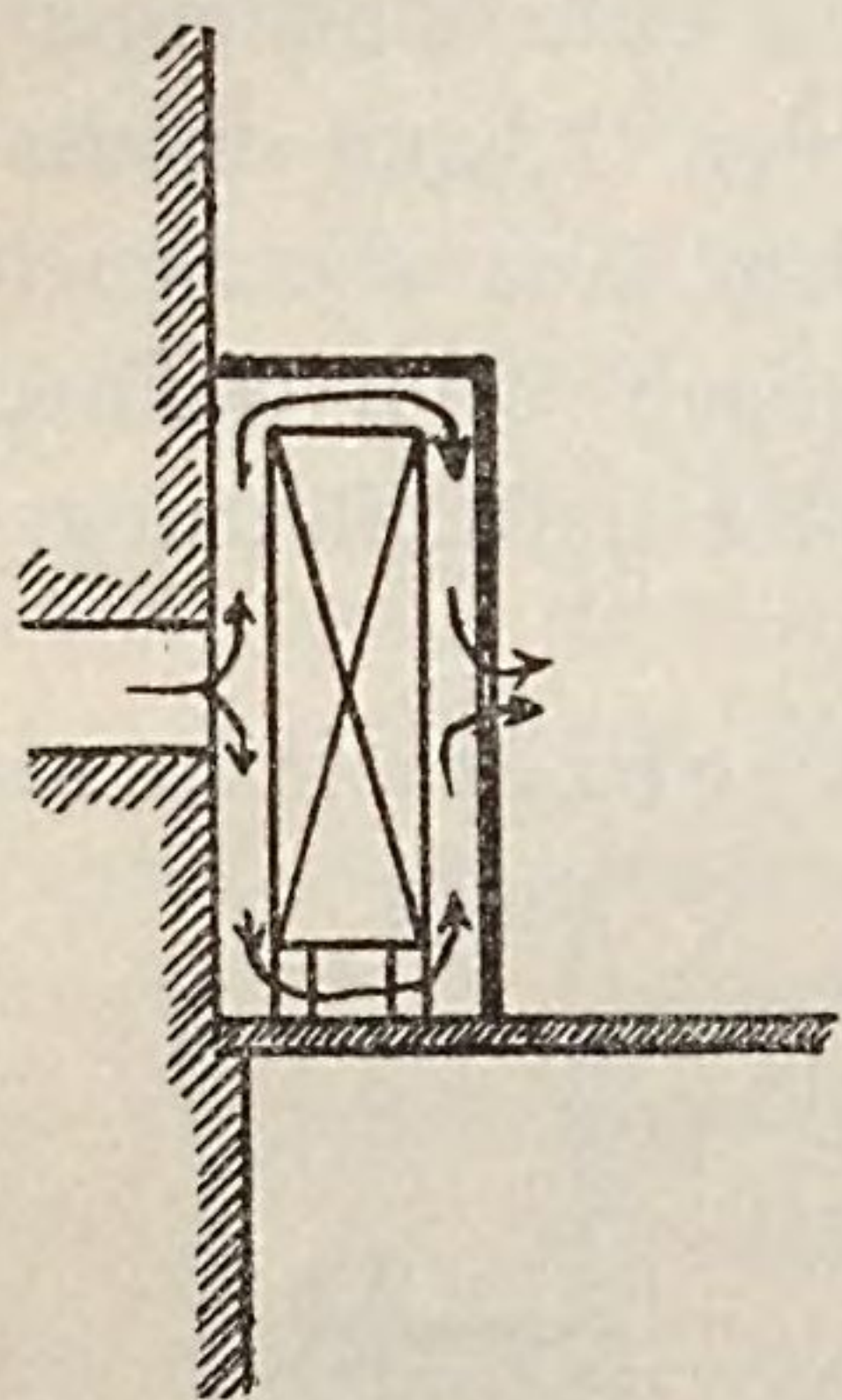


Fig. 8.



die Erhitzung an letzterem in entgegengesetztem Sinne fördernd und es wird demnach, wenn von Seiten einer zweiten Wandöffnung her, durch die der Abzug der Raumluft erfolgen soll, keine stärkere Wirkung auf die Strömung in dem gewünschten Richtungssinne ausgeübt wird, anstatt frischer Aussenluft Raumluft in die Umhüllung des Heizkörpers (von unten) ein-

Fig. 9.



strömen, sich an letzterem erhitzen und sodann durch die höher gelegene, für die Zuströmung vorgesehene Wandöffnung ins Freie ausströmen, so dass der Heizkörper zwecklos wird. Wenn endlich die Zuströmung der äusseren Luft zu dem Heizkörper in mittlerer Höhe desselben und die Weiterströmung der an ihm erhitzten Luft auch in mittlerer Höhe des Heizkörpers aus dessen Umhüllung nach dem Raume hin erfolgt, so hat die Erhitzung der Luft an dem Heizkörper weder einen fördernden Ein-

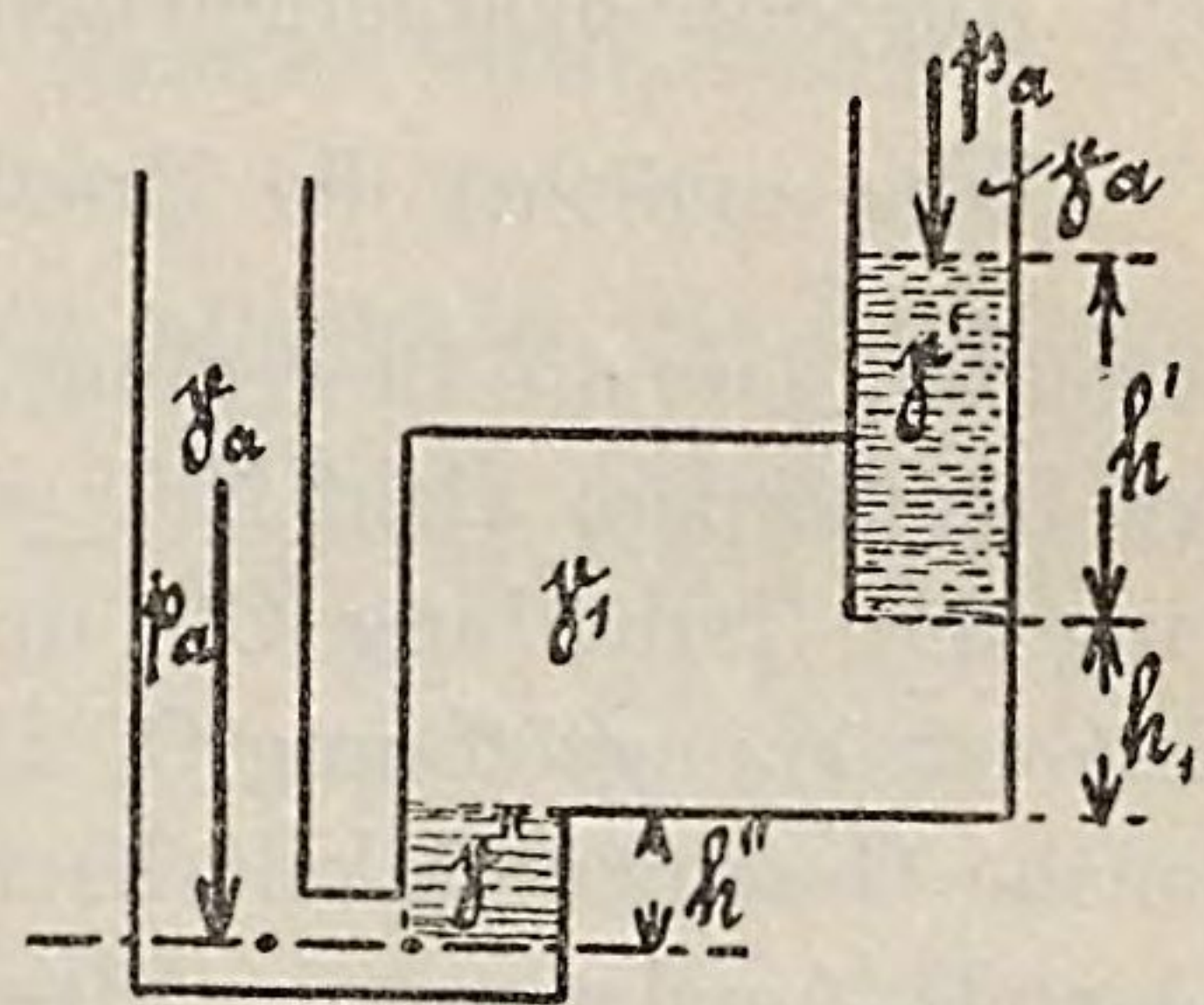
fluss auf die Zuströmung von aussen nach dem Raume noch einen fördernden Einfluss auf entgegengesetzte Luftströmung.

Besteht ausser der Wandöffnung hinter dem Heizkörper keine zweite Wandöffnung im Raume, so wird im Falle der Anordnung im Sinne von Figur 7 nur so viel Luft von Aussen herzuströmen als durch Thürspalten (unter Umständen auch durch Fensterspalten) und eventl. durch volle Wandung Raumluft nach Aussen entweichen kann; im Falle der Anordnung im Sinne der Figur 8 dagegen wird der Heizkörper ein Herbeisaugen von Luft durch Fenster- und Thürspalten und volle Wandung in den Raum und ein Abströmen einer der herbeigesaugten gleichen Luftmenge aus dem Raume durch die vorgesehene Zuströmungsöffnung verursachen, und im Falle der Anordnung im Sinne der Figur 9 endlich wird eine kleine Zuströmungsöffnung hinter dem Heizkörper nur beim zufälligen Oeffnen einer Thür oder bei Windwirkung Luft in dem einen oder in dem anderen Richtungssinne durchlassen, je nachdem

der zufällige äussere Einfluss hierzu auch bei Nichtvorhandensein des Heizkörpers Anlass bietet; eine grössere Oeffnung aber hat in diesem Falle einen fortwährenden Wechsel der in der Umhüllung des Heizkörpers befindlichen Luft zur Folge, ohne dass die Luft des Raumes hierbei wesentlich in Mitleidenchaft gezogen wird.

Zur Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen sei zunächst Bezug genommen auf die in Figur 7 dargestellte Anordnung, welche dem in Figur 10 dargestellten Druckschema entspricht.

Fig. 10.



Bezeichnet wieder wie früher p_a den Druck der Atmosphäre (bezogen auf 1 Quadratmeter) in der Höhenlage der Mitte der Zuströmungsöffnung (O_1) und γ_a das specifische Gewicht der Aussenluft in der Nähe dieser Zuströmungsöffnung; bezeichnet ferner h'' die Höhe der Heizkörperumhüllung von der Mitte der Zuströmungsöffnung bis zur Mitte der Einmündung (O'') dieser Umhüllung in den zu beheizenden Raum und γ'' das mittlere specifische Gewicht der Luft innerhalb dieser Umhüllung; bezeichnet weiter h_1 die Höhenentfernung von der Einmündung (O'') bis zur Ausströmungsöffnung (O_2) des Raumes und γ_1 das specifische Gewicht der Raumluft, ferner h' die über der Mitte der Ausströmungsöffnung zur Wirkung kommende Saughöhe und γ' die Temperatur der entlang derselben strömenden Luft, und bezeichnet endlich p' den (auf 1 qm bezogenen) über der Höhe h' lastenden Atmosphärendruck und w den der Erzeugung der Geschwindigkeiten und der Ueberwindung der Widerstände entsprechenden Druck (auf 1 qm bezogen), so erhält man die folgende Gleichgewichtsbeziehung

$$p_a = p' + h' \gamma' + h_1 \cdot \gamma_1 + h'' \cdot \gamma'' + w$$

und da $p' = p_a - (h' + h_1 + h'') \cdot \gamma_a$

so folgt

$$(h' + h_1 + h'') \cdot \gamma_a - h' \cdot \gamma' - h_1 \cdot \gamma_1 - h'' \cdot \gamma'' = w$$

oder auch

$$h' \cdot \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma_a}\right) + h_1 \cdot \left(1 - \frac{\gamma_1}{\gamma_a}\right) + h'' \cdot \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma_a}\right) = \frac{w}{\gamma_a}$$

wofür man, in Analogie zu früheren Betrachtungen*), auch schreiben kann

$$\frac{w}{\gamma_a} = \alpha \cdot h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'} + \alpha \cdot h_1 \cdot \left(\frac{t_1 - t_a}{1 + \alpha t_1}\right) + \alpha \cdot h'' \cdot \frac{t'' - t_a}{1 + \alpha t''}$$

wenn t' , t_1 und t'' die den specifischen Gewichten γ' , γ_1 und γ'' entsprechenden Temperaturen der Luft in Cels.-Graden und α den Ausdehnungscoefficienten 0,003665 der Luft bezeichnen.

Was zunächst die Druckhöhe $\frac{w}{\gamma_a}$ betrifft, so hat man zu beachten, dass die Bewegung der Luft innerhalb der Umhüllung des Heizkörpers nicht Null wird und dass, wenn die Einmündung der Umhüllung O'' in den Raum ebenso gross ist als die Zuströmungsöffnung O_1 in der Wand, in beiden Oeffnungen gleiche Geschwindigkeit herrscht und die zwischen beiden erfolgende Aenderung der Geschwindigkeit nicht erheblich ins Gewicht fällt; man hat deshalb stets die kleinere von diesen beiden Oeffnungen als maassgebend für die Einströmungsgeschwindigkeit in Betracht zu ziehen. Ausserdem ist nur der Umbiegungswiderstand in der Wandöffnung und innerhalb der Heizkörperumhüllung (für die einströmende Luft) zu berücksichtigen, da der Reibungswiderstand nicht von Belang ist. Für die Ausströmung gilt aber genau dasselbe wie bei der auf Seite 72 angestellten Betrachtung, so lange die Luft nicht durch einen langen Abzugskanal entweicht, dessen Reibungswiderstand zu berücksichtigen ist; fasst man aber sogleich diesen letzteren Fall ins Auge, so ist die dem Gesamtwiderstand entsprechende Druckhöhe $\frac{w}{\gamma_a}$, in Analogie zu früheren

Betrachtungen (vergl. S. 72), auszudrücken durch

$$\frac{w}{\gamma_a} = \left[1 + 0,5 \cdot n_1 + (1 + 0,5 \cdot n_2) \cdot \left(\frac{O}{O_2}\right)^2 + \frac{0,024 \cdot l}{D} \cdot \left(\frac{O}{O_2}\right)^2 \right] \cdot \frac{c^2}{2g}$$

*) Vergl. S. 35.

wenn O die kleinste der beiden Oeffnungen O_1 und O'' (in der Wand hinter dem Heizkörper oder in der Heizkörperumhüllung), O_2 die Abzugsöffnung, l die Länge eines etwa in Betracht kommenden Abzugkanales, D dessen lichte Weite (d. h. den Durchmesser seines kreisrunden oder die Seitenlänge seines quadratischen lichten Querschnitts), c die Einströmungsgeschwindigkeit der Luft (sei es in die Heizkörperumhüllung oder in den Raum selbst, nämlich die auf die Oeffnung O bezogene Geschwindigkeit) n_1 die Anzahl der Luftstromumbiegungen vor dem Eintritt in den Raum und n_2 die Anzahl der Umbiegungen der aus dem Raume entweichenden Luft bezeichnen.

Demnach hat man denn ganz allgemein die Beziehung:

$$\left[1 + 0,5 \cdot n_1 + \left(1 + 0,5 \cdot n_2 + \frac{0,024 \cdot l}{D} \right) \cdot \left(\frac{O}{O_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{c^2}{2g} =$$

$$\alpha \cdot \left[h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + \alpha t'} + h_1 \cdot \frac{t_1 - t_a}{1 + \alpha t_1} + h'' \cdot \frac{t'' - t_a}{1 + \alpha t''} \right]$$

und danach erhält man für die in der Stunde in den Raum eindringende Luftmenge $L_0'' = 3600 \cdot c \cdot O$ den Ausdruck:

$$L_0'' = 965 \cdot O \times$$

$$\sqrt{\frac{h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t'} + h_1 \cdot \frac{t_1 - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t_1} + h'' \cdot \frac{t'' - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t''}}{1 + 0,5 \cdot n_1 + \left(1 + 0,5 \cdot n_2 + \frac{0,024 \cdot l}{D} \right) \cdot \left(\frac{O}{O_2} \right)^2}} \quad (20)$$

Was nun die mittlere Temperatur t'' der innerhalb der Umhüllung des Heizkörpers befindlichen Luft betrifft, so ist zu bemerken, dass Luft zwar ein sehr schlechter Wärmeleiter ist und deshalb selbst nur wenig zur raschen Ausgleichung ihrer Temperatur innerhalb der Umhüllung beiträgt, dass aber die Temperatur dieser letzteren selbst und die der Wandfläche, welche sie verdeckt, durch Wärmestrahlung des Heizkörpers überall ziemlich gleich temperirt erhalten werden und dass die zwischen dem Heizkörper und den ihn umgebenden Wandungen strömende Luft sich nicht in einfach

fortschreitender, sondern in wälzender Bewegung befindet, infolge welcher Bewegung sie inmitten ihrer Bewegungsbahn nahezu gleichmässig abnehmende Temperatur vom Heizkörper zur Umwandung hin und demzufolge an jeder Stelle eine mittlere Temperatur hat, welche annähernd dem arithmetischen Mittel zwischen der Heizflächentemperatur und der Umwandungstemperatur gleich ist, wenn der Bewegungsraum der Luft keinen erheblich grösseren Querschnitt besitzt als die Einströmungsöffnung in der Raumwand. Hiernach ist es, wenn diese letztere Bedingung erfüllt ist, möglich, annähernd die in der Bahnmitte bestehende mittlere Lufttemperatur zu beurtheilen, welche man für t'' in Rechnung bringen kann; dieselbe hängt natürlich von der Temperatur der Aussenluft ab, ist aber keineswegs dem arithmetischen Mittel aus der Aussentemperatur und derjenigen Temperatur, mit welcher die Luft den Heizkörper verlässt, gleich, sondern unter geeigneten Verhältnissen bei niedriger Aussentemperatur bedeutend höher als dieses arithmetische Mittel und in der Regel nur um wenige Grade niedriger als die Temperatur mit welcher die Luft aus der Umhüllung des Heizkörpers hervorströmt.

Zur Berechnung eines Beispiels sei eine Aussenlufttemperatur $t_a = -20^\circ$, eine mittlere Lufttemperatur in der Umhüllung des Heizkörpers $t'' = +22^\circ$ und eine Höhenentfernung zwischen der Wandöffnung und der Auslassstelle der Heizkörperumhüllung $h'' = +0,6$ m vorausgesetzt; das Verhältniss der Länge l eines vorhandenen Abzugskamines zu dessen lichter Weite D sei so unbedeutend, dass der Summand $\frac{0,024 \cdot l}{D}$ nicht berücksichtigt zu werden braucht; es sei ferner $h' = 3$ m, $h_1 = 2$ m, $t' = t_1 = +20^\circ$, $n_1 = 3$ (es ist hierzu zu bemerken, dass bei Umströmung des Heizkörpers in getheilten Zügen die Anzahl aller Umbiegungen halbirt in Rechnung zu bringen ist)*) und endlich sei $n_2 = 1$ und

*) Die Möglichkeit, dass einer der getheilten Züge mehr Umbiegungen besitze als der andere, ist im Allgemeinen ausgeschlossen, da die Luft stets nur die Wege geringsten, d. i. gleichgrossen, Widerstandes wählt.

$O_2 = 0$. Unter diesen Verhältnissen ergibt die Rechnung nach Formel (20) $L_0'' = 6967,3 \cdot 0$.

Vergleicht man die hier angenommenen Verhältnisse und das Rechnungsergebniss mit den für das Beispiel auf Seite 74 angenommenen Verhältnissen und dem dortigen Rechnungsergebniss, so findet man, dass ein Durchzug durch zwei einander gegenüberliegende freie Oeffnungen, von denen die eine nach dem Treppenhaus führt, unter Umständen eine stärkere Luft eindringung zur Folge hat als sie ein mässig hoher im Raume mündender Abzugskanal, in welchem Raumlufthemperatur herrscht, in Einwirkung auf die von einem ummantelten Heizkörper verdeckte Wandöffnung verursacht.

Natürlich ist der für die Lufteindringung nöthige Wärmehaufwand nach der Temperatur zu bemessen, mit welcher die Luft der Umhüllung des Heizkörpers entströmen soll, während für Einströmung durch eine freiliegende Wandöffnung nur die Temperatur der Raumlufth für die der einströmenden Luftmenge zu ertheilende Wärmemenge maassgebend ist. Dafür ist die mit höherer Temperatur aus dem Heizkörpermantel einströmende Luft auch selbst als Wärmequelle für die Deckung der sonst bestehenden Wärmeverluste mit in Anrechnung zu bringen.

Ist die Wand-Zuströmungsöffnung oberhalb des Heizkörpers und die Mündung der Heizkörperumhüllung am Fusse derselben vorgesehen, wie in Figur 8 dargestellt, so ist in Formel (20) h'' als negativ in Rechnung zu setzen; es wird aber dafür in der Regel die Höhen-Entfernung der Abströmungsöffnung O_2 des Raumes von der Mündung der Heizkörperumhüllung, d. i. die Höhe h_1 umso grösser sein, so dass unter sonst gleichen Verhältnissen L_0'' im Allgemeinen nicht viel kleiner gefunden wird als im vorherbetrachteten Falle. Im Falle einer Anordnung im Sinne der Figur 9 endlich ist $h'' = 0$ in Rechnung zu setzen. Dasselbe gilt auch für den Fall, in welchem vor der Wand-Zuströmungsöffnung ein Heizkörper nicht aufgestellt ist, in einer Höhe h oberhalb derselben aber ein saugendwirkender Abzugskanal in den zu

beheizenden Raum mündet. Die Formel (20) erhält somit für diese beiden Fälle die Form:

$$L_0'' = 965 \cdot O \times$$

$$\sqrt{\frac{h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t'} + h_1 \cdot \frac{t_1 - t_a}{1 + 0,003665 \cdot t_1}}{1 + 0,5 \cdot n_1 + \left(1 + 0,5 \cdot n_2 + \frac{0,024 \cdot l}{D}\right) \cdot \left(\frac{O}{O_2}\right)^2}} \quad (20a)$$

wobei im Falle der Anordnung im Sinne der Figur 9 für O die kleinste von den beiden für den Raum maassgebenden Zuströmungsöffnungen, d. i. entweder die Wandöffnung oder die Mündung der Heizkörperumhüllung, in Rechnung zu setzen ist. Der Wärmeverlust, welcher der einströmenden Luftmenge entspricht, kann ebensowohl positiv als negativ sein, je nachdem die Temperatur (t'') mit welcher die einströmende Luft den Heizkörper verlässt, niedriger oder höher als diejenige der Raumluft ist. Beim Fehlen des Heizkörpers ist natürlich wieder die Temperatur t_a für die Ermittlung des durch die Lufteinströmung verursachten Wärmeverlustes maassgebend. Die Berechnung des Wärmeverlustes erfolgt in jedem Falle wie früher*) nach den Formeln 9a u. 9b, in welchen nur anstatt L_s die Luftmenge L_0' bzw. L_0'' und gegebenen Falles anstatt c_{v_a} und t_a die spezifische Wärmemenge c_v , welche der Temperatur (t'') entspricht und diese Temperatur (t'') zu setzen ist.

Der Einfluss des Windes wird dadurch zum Ausdruck gebracht, dass man die dem Winddruck entsprechende Druckhöhe $\left(\frac{p_a}{\gamma_a}\right) = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$ oder $= \zeta' \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \sin^2 \alpha_0$ in der (auf Seite 78 aufgestellten) allgemeinen Gleichgewichtsbeziehung von der den Widerständen entsprechenden Druckhöhe abzieht. Man erhält hiernach anstatt der Formel (20) die folgende

$$L_0'' = 3600 \cdot O \times$$

$$\sqrt{\frac{0,0719 \left[h' \cdot \frac{t' - t_a}{1 + 0,003665 t'} + h_1 \cdot \frac{t_1 - t_a}{1 + 0,003665 t_1} + h'' \cdot \frac{t'' - t_a}{1 + 0,003665 t''} \right] + \zeta \cdot v^2}{1 + 0,5 \cdot n_1 + \left(1 + 0,5 \cdot n_2 + \frac{0,024 \cdot l}{D}\right) \cdot \left(\frac{O}{O_2}\right)^2}} \quad (20w)$$

*) Siehe S. 38.

entsprechend der Figur 7; sowie auch entsprechend der Figur 8 wenn h'' als negativ in Rechnung gesetzt wird. Setzt man endlich $h'' = 0$ so nimmt diese Formel diejenige Form an, welche sie für die in Figur 9 dargestellte Ausführung verwendbar macht.

VI. Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe der Wandflächen.

Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe von Wandflächen erfolgt durch Strahlung und durch Berührung als positive und negative Wirkung unter gleichen Bedingungen.

Die hier genannten beiden Arten der Wärmeübertragung hängen wesentlich von der Temperaturverschiedenheit ab, welche zwischen den Wandflächen und den damit in Wärmeaustausch begriffenen Körperflächen oder Mediensichten besteht. Die Wärmeübertragung durch Strahlung aber wird von dieser Temperaturverschiedenheit im Allgemeinen mehr beeinflusst als die Wärmeübertragung durch Berührung, bei welcher letzteren nur die an den Berührungsstellen selbst herrschende Temperaturverschiedenheit der sich berührenden Körper in Betracht kommt. Diese Temperaturverschiedenheit kann übrigens unter Umständen sehr gross sein; man braucht sich, um dies zu erkennen, nur daran zu erinnern, dass, wenn man irgend einen kalten Gegenstand in die Hand nimmt, dessen Berührungsfläche oft erst nach sehr langer Zeit allmählig eine höhere Temperatur annimmt, die sich derjenigen der Handfläche mehr und mehr nähert.

Was zunächst die **Wärmeübertragung durch Strahlung** betrifft, so ist zu bemerken, dass die Aufnahmefähigkeit und Abgabefähigkeit einer Fläche für Wärmestrahlen im Allgemeinen bei dunkler Färbung etwas grösser ist, als bei heller, immer aber umso grösser ist, je lockerer die Beschaffenheit dieser Fläche ist. So nimmt beispielsweise eine berusste oder mit Flugasche bedeckte Wand (gleichviel aus welchem Material diese besteht) unter sonst gleichen Verhältnissen um etwa 45 Procent mehr

strahlende Wärme in gegebener Zeit auf als eine gewöhnliche unpolirte Eisenwand im reinen Zustand und diese nimmt in gegebener Zeit um etwa 17 Procent weniger strahlende Wärme in reinem Zustand als im verrosteten auf.

Jeder zwischen zwei in Wärmeaustausch durch Strahlung begriffenen Körpern befindliche dritte Körper behält einen Theil der durch ihn hindurchgehenden Wärmestrahlen in sich zurück. Am durchlässigsten für diese letzteren erscheint die atmosphärische Luft und doch behält auch sie einen grossen Theil der Wärmestrahlen in sich zurück, wovon man sich leicht überzeugen kann, wenn man sich in verschiedener Entfernung von einer stark strahlenden Wärmequelle, etwa einer glühenden Eisenfläche oder einer starken Flammengluth, aufstellt.

Leider sind bisher noch keine genaueren Untersuchungen über die Zurückhaltefähigkeit von wärmestrahlendurchlässigen „diathermanen“ Materialien für Wärmestrahlen angestellt worden; aus Beobachtungen der erwähnten Art ergibt sich aber, dass der Wärmeaustausch durch Strahlung zwischen zwei Flächen bei fortgesetzter sehr kleiner Erweiterung des zwischen beiden befindlichen Luftraumes sehr rasch abnimmt und zwar findet man, dass die Abnahme dieses Wärmeaustausches annähernd in geometrisch-grogressivem Verhältniss der Entfernung beider Flächen erfolgt, wenn die Luft zwischen diesen beiden Flächen nicht fühlbar bewegt wird, so dass, wenn in 100 mm Entfernung von der ausstrahlenden Fläche 50 Procent der strahlenden Wärme auffangbar ist, in 200 mm Entfernung von dieser Fläche etwa noch $0,5 \times 0,5 = 0,25$ (d. i. 25 Procent) und in 300 mm Entfernung noch $0,5 \times 0,5 \times 0,5 = 0,125$ (d. i. 12,5 Procent) von der strahlenden Wärme auffangbar bleiben, u. s. f.

Bezeichnet w_1 die von einem Quadratmeter der heisseren Fläche in einer Stunde durch Strahlung abgegebene Wärmemenge in Calorien, k' einen von der Beschaffenheit der ausstrahlenden Fläche und der strahlenaufnehmenden Fläche abhängigen Faktor, a denjenigen Theil der Wärmestrahlen, welchen ein zwischen diesen beiden Flächen befindlicher Körper

von der Dicke e durchlässt, ferner t_k die Temperatur der wärmestrahlenaufnehmenden Fläche und t_h die Temperatur der ausstrahlenden Fläche, so ist

$$w_1 = 124,72 \cdot k' \cdot (a)^e \cdot \left[(1,0077)^{t_h} - (1,0077)^{t_k} \right] \quad (21)$$

Da es sich für gewöhnliche Fälle der Praxis nur um überschlägliche Berechnung der Wärmestrahlung handelt, so empfiehlt es sich den Coefficienten a auf eine Dickeeinheit für e zu beziehen, welche ohne allzugrosse Vernachlässigung in kleinen ganzen Zahlen ausgedrückt werden kann, um die Rechnung zu vereinfachen; dazu eignet sich aber für Luftschichten am besten die Wahl eines Decimeters und bei Glas die Wahl eines Millimeters als Dickeeinheit (andere Materialien kommen für Heizungsanlagen als wärmestrahlendurchlässig „diatherman“ kaum in Betracht).

Soweit man nach rohen Beobachtungen hinsichtlich der Wärmestrahlenabsorbirung der Luft und nach ungenügenden Untersuchungen hinsichtlich der Wärmestrahlenabsorbirung des Glases Schlüsse ziehen kann, scheint es, dass man

für Luft, bezogen auf 1 Decimeter Schichtendicke $a = 0,5$
und „ Glas, „ „ 1 Millimeter Dicke $a = 0,75$
setzen kann, so dass man also für Luft

$$w_1 = 124,72 \cdot (0,5)^{e'} \cdot k' \cdot \left[(1,0077)^{t_h} - (1,0077)^{t_k} \right] \quad (22)$$

und für Glas

$$w_g = 124,72 \cdot (0,75)^{e'''} \cdot k' \cdot \left[(1,0077)^{t_h} - (1,0077)^{t_k} \right] \quad (22a)$$

hat, wenn e' die in Decimetern ausgedrückte Schichtendicke der Luft und e''' die in Millimetern ausgedrückte Dicke von Glasscheiben bezeichnet.

Was den Coefficienten k' betrifft, so sind in der folgenden Tabelle XII die Péclet'schen Untersuchungen für Wärmestrahlung in die Luft (und umgekehrt aus Luft an die angeführten Körperflächen) entsprechenden Werthe von k' für zahlreiche Körperflächen angegeben; ausserdem sind in diese Tabelle auch noch vom Verfasser die für die gleiche Beziehung muthmaasslichen Annäherungswerthe für von Péclet nicht berücksichtigte Körperflächen eingefügt und, zum Unterschied von

den Péclet'schen Erforschungswerthen mit * markirt. Will man die zwischen zwei beliebigen Körperflächen erfolgende Wärmestrahlung ermitteln, so dürfte es wohl richtig sein, dafür die arithmetischen Mittel der in der Tabelle XII angeführten Werthe von k' in Rechnung zu setzen.

Tabelle XII.

Für polirtes Messing	$k' = 0,258$	Für feinen Sand	$k' = 3,62$
„ Kupfer	$k' = 0,160$	„ Gyps	$k' = 3,60$
„ Zink	$k' = 0,240$	„ Oelanstrich u. Oelfarbe	$k' = 3,71$
„ Zinn	$k' = 0,215$	„ geringe Tapete mit Leimfarbe	$k' = 3,60^*$
„ polirtes Schwarzblech	$k' = 0,450$	„ Glanztapete durchaus glänz. weiss	$k' = 1,50^*$
„ gewöhl. Kessel-eisenblech	$k' = 2,77$	„ versilbertes Papier	$k' = 0,42$
„ verrostetes Blech	$k' = 3,36$	„ vergoldetes Papier	$k' = 0,23$
„ neues Roheisen	$k' = 3,17$	„ Wollstoff	$k' = 3,68$
„ verrost. Roheisen	$k' = 3,36$	„ Seidenstoff	$k' = 3,71$
„ Glas	$k' = 2,91$	„ Kattun	$k' = 3,65$
„ Sägespäne	$k' = 3,53$	„ glacirt.Thonkacheln, weiss	$k' = 0,5^*$
„ Kohlenpulver	$k' = 3,42$	„ glacirt.Thonkacheln, braun	$k' = 0,75^*$
„ Kienruss und wohl auch für Flugasche	$k' = 4,01$	„ Feuergase	$k' = 4,5^*$ bis $5,0^*$
„ Bausteine	$k' = 3,60$	„ atmosphärische Luft	$k' = 4,5^*$
„ Holz	$k' = 3,60$		
„ Wasser	$k' = 5,31$		
„ Oel	$k' = 7,34$		

Für die gewöhnlichen Wandmaterialien bewohnter Räume, mit alleiniger Ausnahme des Fensterglases ist nach dieser Tabelle durchweg $k' = 3,6$ und zwar nicht nur bei rohem Zustand der Wände sondern auch wenn dieselben mit Leimfarbe gestrichen oder mit geringer Tapete bekleidet sind; ein Oelfarbenanstrich und eine Bekleidung mit Behängstoffen (beispielsweise mit Gobelins) verursacht eine Erhöhung der relativen Aufnahme- und Abgabefähigkeit der Wände für Wärmestrahlen (um etwa 3 Procent); eine Bekleidung mit Glanztapete dagegen vermindert die relative Aufnahme- und Abgabefähigkeit der Wände für strahlende Wärme ganz erheblich (etwa um 58 Procent).

Wenn die Luft von den durch sie hindurchgehenden Wärmestrahlen einen Theil in sich zurückbehält, so muss noth-

wendig ihre Aufnahmefähigkeit für Wärmestrahlen grösser sein, als ihre Wärmeleitungsfähigkeit und ihre Temperatur selbst in geringer Entfernung von einer strahlenden Wärmequelle grösser sein als in grösserer Entfernung davon; da aber die Aufnahmefähigkeit für Wärmestrahlen der Wärmeausstrahlungsfähigkeit gleich ist, so muss auch nothwendig die Temperatur der Luft gegen eine kühlere Wand hin allmählig abnehmen, und zwar umso mehr je grösser die Aufnahmefähigkeit dieser Wand für Wärmestrahlen ist. Diese einfache Schlussfolgerung findet man durch Untersuchungen mit einem empfindlichen Thermometer (schon bei geringer Temperaturverschiedenheit zwischen Raumluft und Aussenluft) insoweit bestätigt, als man selbst bei sehr guter Temperatúrausgleichung der Raumluft, in bestimmter Entfernung von einer kühleren Wand immer eine geringere Lufttemperatur wahrnehmen kann als in der Raummitte; auch kann man Fensterflächen gegenüber eine geringere Lufttemperatur schon in grösserer Entfernung wahrnehmen als trockenen Mauerwandflächen gegenüber und man kann ausserdem auch von bestimmten Entfernungen von der Wandfläche aus die Temperaturabnahme der Luft gegen diese hin constatiren.

Die Entfernung, von der aus die Temperaturabnahme gegen die kühlere Wand hin merklich erfolgt, ist natürlich von den jeweiligen Raumverhältnissen, von der Beschaffenheit der Wände und von den Heizungsverhältnissen abhängig, ausserdem wächst dieselbe auch immer mit der Temperaturverschiedenheit zwischen der Raumluft und der Aussenluft und dürfte selbst unter den allergünstigsten Verhältnissen bei Umlaufheizung wohl niemals kleiner sein, als 50 mm, unter ungünstigsten Verhältnissen aber oft mehr als 600 mm betragen.

Die Thatsache, dass es immer eine Grenze giebt, bis zu welcher hin die Raumlufttemperatur höchstens als gleichmässig erachtet werden kann (wenn die Heizungsverhältnisse überhaupt eine gewisse Gleichmässigkeit der Temperatur gewähren) und dass von dieser Grenze ab nach der Wand hin ein abnehmender Temperaturverlauf besteht, belehrt, dass man die von besagter Grenze umschlossene Raumluftmenge nicht als direkte Wärmequelle für die Wand sondern lediglich als Wärme-

regulator zu Gunsten der besagten Grenze gleichmässiger Temperatur in Betracht zu ziehen braucht, indem die von dieser Grenze umschlossene Raumlufthmenge jederzeit den von hier aus erfolgenden — eventualiter momentan mehr oder weniger weit einwärts sich erstreckenden — Wärmeverlust sofort wieder deckt und dafür ihrerseits neue Wärmezufuhr von den Wärmequellen des Raumes erhält, während die Grenze gleichmässiger Temperatur als derjenige Ort aufzufassen ist, von welchem aus die Wärmeausstrahlung gegen die kühlere Wand hin erfolgt. Die zwischen der Grenze gleichmässiger Temperatur und der Wand befindliche Luftschicht vermittelt zwar den Wärmeaustausch zwischen beiden, braucht aber für die Wand ebenso wenig als Wärmequelle in Betracht gezogen zu werden wie die von der Grenze gleichmässiger Temperatur umschlossene Raumlufth, sie ist vielmehr lediglich als den Wärmeaustausch verzögernd in Betracht zu ziehen (genauso wie in dem umgekehrten Fall, in welchem man bestimmen will, wie gross die Wärmemenge ist, welche die Wand als Wärmequelle an die Grenze gleichmässiger Temperatur ausstrahlt, wenn die von dieser umschlossene gleichmässig erwärmte Luftmenge niedrigere Temperatur besitzt als die Wand).

Würde man mit völlig unbeweglicher Luft zu rechnen haben, welche von einer Wand aus erwärmt wird und an eine zweite Wand, die noch unter dem direkten Einfluss der Bestrahlung durch die erste Wand steht, Wärme abgibt, so würde wohl die Wärmebewegung nach jener zweiten Wand hin innerhalb der Luft eine völlig gleichmässige sein; die Wärmeabgabe der Luft würde in solchem Falle wohl die gleiche sein als wenn sie durchaus gleichmässig auf ihre mittlere Temperatur erwärmt wäre und die Grenze der gleichmässigen Temperatur an der kühleren Wand selbst läge. Dieser Fall entspricht annähernd den von Péclet über Wärmestrahlung angestellten Untersuchungen mit concentrisch ineinandergestehenden Gefässen und, da Péclet die Resultate dieser Untersuchungen auf die Wärmebewegung in bewohnten Räumen übertrug, so nahm er an, dass die mittlere Raumtemperatur

auch an der kühleren Wand selbst herrsche und stellte demgemäss für die Wärmeübertragung der Raumluft an die kühlere Raumwand durch Strahlung die von Dulong und Petit ermittelte Formel in der Form

$$w_1 = 124,72 \cdot k' \cdot \left[(1,0077)^{t_h} - (1,0077)^{t_k} \right]$$

auf, welche sich aus der Formel (21) ergibt, wenn man in derselben die Entfernung $e = 0$ setzt (da $(0,5)^0 = 1$).

In Wirklichkeit ergibt diese Formel nur die Wärmestrahlung einer Gefässwand an eine Luftschicht von geringer Dicke, und man wird nach den vorstehend gegebenen Erläuterungen für e immer einen positiven Werth in die Formel (21) zu setzen haben, wonach das Ergebniss immer kleiner ausfällt als nach der Péclet'schen Formel. Es empfiehlt sich deshalb, auch die Formel (22) in der allgemeinen Form, mit Ersetzung von t_h durch die Mittelraumtemperatur t_1 und von t_k durch die Wandflächentemperatur t_w , d. i. in der Form:

$$w_1 = 124,72 \cdot (0,5)^{e'} \cdot k' \cdot \left[(1,0077)^{t_1} - (1,0077)^{t_w} \right] \quad (23)$$

zu verwenden und unter allergünstigsten Verhältnissen, wo man es nur mit sehr wenig Wärme durchlassenden Wänden zu thun hat, bei sehr gleichmässiger Durchwärmung des Raumes $e' = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ (d. i. $0,5^{e'} = 0,841$ bis $0,7071$); für weniger günstige Verhältnisse aber, bei guter gleichmässiger Erwärmung $e' = 1$ oder $0,5^{e'} = 0,5$ zu setzen.

Es mag im ersten Augenblick auffallend erscheinen, dass für ungünstige Verhältnisse ein kleinerer Werth für $(0,5^{e'})$ in Rechnung zu setzen ist als für günstige Verhältnisse, da man geneigt ist anzunehmen, die Wärmestrahlung gegen eine besonders kalte Wand müsse unter allen Umständen grösser sein als gegen eine weniger kalte. Dabei setzt man aber unwillkürlich das persönliche Gefühl in den Vordergrund, indem man aus Erfahrung weiss, dass sich eine kalte Wand einer in ihrer Nähe befindlichen Person gerade durch Verursachung verstärkter Wärmeausstrahlung des Körpers gegen diese Wand unangenehm bemerkbar macht; bei näherer Ueberlegung aber

erkennt man, dass diese Erfahrung selbst eine Bestätigung der Richtigkeit der vorstehenden Erörterung darbietet, indem gerade nur die Nähe es ist, welche die Wärmeausstrahlung so sehr unangenehm empfindbar macht. Uebrigens bietet auch die Péclet'sche Formel, die von der Ungleichheit der Raumluftwärme abstrahirt, eine Erklärung für die im ersten Augenblick auffallende Thatsache, dass die Wärmeausstrahlung gegen eine kältere Wand unter Umständen weniger stark ist als gegen eine weniger kalte Wand; denn man braucht nur jeweils die an der Wand wirklich vorliegende Lufttemperatur für t_h in Rechnung zu setzen, so ergiebt diese sogar eine über die Wahrheit hinausgehende Bestätigung.

Die soeben besprochene Thatsache besteht natürlich nicht mehr, sobald in dem Raume eine strahlende Wärmequelle vorhanden ist, deren Wärmestrahlen nicht mehr vollständig von der Raumluft absorbirt werden, sondern die kühlere Wand selbst noch — wenn auch geschwächt — treffen.

Beachtet man ferner, dass der Einfluss der Exponenten t (bezw. t_1 und t_w) auf die Grösse von w_1 grösser ist als derjenige des Faktors $(0,5)^{e'}$, so übersieht man, dass durch zweckmässige Einrichtung, welche eine möglichst gleichmässige Raumtemperatur gewährt, die Verschiedenheit der Wärmeausstrahlung gegen verschieden temperirte Wandflächen ermässigt werden kann.

Wenn man beispielsweise findet, dass an einer Stelle die Temperatur in 100 mm Entfernung von der Wandfläche schon um 1° niedriger ist als die im Mittelraum herrschende Temperatur t_1 , während sie an anderer Stelle erst in 50 mm Entfernung von der hier befindlichen Wandfläche um 1° niedriger ist als die Mittelraumtemperatur, so kann man sich schon durch Befühlen mit der Hand überzeugen, dass die Wandtemperatur an der ersteren Stelle wesentlich niedriger ist als an der letzteren.

Angenommen nun die Temperaturverschiedenheit der beiden Wandstellen betrage 3° und die Temperatur der kühleren Wandstelle sei $+10^\circ$, so findet man, wenn innerhalb der Grenzen gleichmässiger Lufttemperatur diese letztere $t_1 = +20^\circ$ beträgt, für die kühlere der beiden Wandstellen

$w_1' = 124,72 \cdot (0,5)^{e_1'} \cdot k' \cdot 0,0861 = 10,738 \cdot (0,5)^{e_1'} \cdot k'$
und für die um 3° wärmere Wandstelle

$w_1'' = 124,72 \cdot (0,5)^{e_2'} \cdot k' \cdot 0,0637 = 7,944 \cdot (0,5)^{e_2'} \cdot k'$
daraus folgt, wenn k' in beiden Fällen gleich gross ist,

$$\frac{w_1'}{w_1''} = 1,3516 \cdot (0,5)^{(e_1' - e_2')} .$$

Setzt man die Differenz $e_1' - e_2'$ derjenigen der Entfernungen gleich, in welchen die gleiche Temperatur gefunden wurde, d. i. $e_1' - e_2' = 1 - 0,5 = 0,5$ Decimeter, so hat man

$$\frac{w_1'}{w_1''} = 1,3516 \cdot (0,5)^{\frac{1}{2}} = 0,9556$$

Es ist also in diesem Falle die Wärmestrahlung gegen die kühlere der beiden Wandflächen noch nicht um 5 Procent kleiner als die Wärmestrahlung gegen die weniger kühle Wandfläche.

Beträgt die Temperaturverschiedenheit der beiden Wandstellen 4° , so erhält man bei sonst gleichen Verhältnissen:

$$\frac{w_1'}{w_1''} = 1,6431 \cdot (0,5)^{\frac{1}{2}} = 1,1617$$

d. h. es ist in diesem Falle die Wärmestrahlung gegen die kühlere der beiden Wandstellen nicht kleiner, sondern um 36 Procent grösser als die Wärmestrahlung gegen die weniger kühle Wandstelle.

Die, in beiden betrachteten Fällen als gleich gross angenommene absolute Grösse der Wärmestrahlung gegen 1 Quadratmeter der kühleren von den beiden Wandstellen

$$w_1' = 10,738 \cdot (0,5)^{e_1'} \cdot k'$$

ist, da die Grenze gleichmässiger Lufttemperatur unter den in Betrachtung stehenden Umständen als wahrscheinlich in einer Entfernung $e_1' = 2$ Decimeter von der kühleren Wandfläche angenommen werden kann:

- a) wenn die Wandfläche einer mit Leimfarbe gestrichenen oder mit geringer Tapete bekleideten Mauer- oder Holzwand angehört, wofür $k' = 3,60$ zu setzen ist

$$w_1' = 10,738 \cdot 0,25 \cdot 3,60 = 9,66 \text{ Calorien in der Stunde,}$$

- b) wenn die Wand mit guter weisser Glanztapete bekleidet ist, wofür $k' = 1,5$ zu setzen ist,

$$w_1' = 10,738 \cdot 0,25 \cdot 1,5 = 4,0275 \text{ Calorien,}$$

- c) wenn die kühlere Wandfläche eine Fensterglasfläche ist, für welche $k' = 2,91$ zu setzen ist,

$$w_1' = 10,738 \cdot 0,25 \cdot 2,91 = 7,812 \text{ Calorien}$$

Für Fälle, in welchen man eine gute gleichmässige Erwärmung des Raumes annehmen kann, so dass nach der auf Seite 89 gegebenen Erklärung $e_1' = 1$ Decimeter gesetzt werden kann, erhält man, bei gleicher Wandtemperatur ($t_w = 10^\circ \text{Cels.}$), gerade doppelt so grosse Wärmestrahlung als in dem vorstehend der Rechnung zu Grunde gelegten Falle, d. i.

für gewöhnliche Wandflächen $w_1 = 19,32$ Calorien

„ weisse Glanztapete . . $w_1 = 6,055$ „

und für Fensterglasscheiben . . $w_1 = 15,624$ „

Was die Wärmestrahlung von der Luft durch die Fensterglasscheiben hindurch an die äussere Luft betrifft, so kann man als sicher annehmen, dass bei 10° Differenz zwischen der Temperatur der im Mittelraum befindlichen Luft und der Temperatur der inneren Fensterglasfläche, die Temperatur der die letztere berührenden Raumluft um $\delta = 1,5^\circ$ bis 2° niedriger ist als die im Mittelraum herrschende Temperatur. Aehnlich wird es sich bei einfachen Fenstern wohl auch mit der Aussenluft verhalten, wenn die Fensterflächen nicht mit der übrigen Aussenwandfläche bündig liegen. Man würde demnach, wenn die Aussenlufttemperatur $t_a = 0^\circ$, nach der Formel (22a) als Wärmedurchstrahlung durch 1 qm einer 2 mm dicken Fensterscheibe ungefähr $w_g = 124,72 \cdot (0,75)^2 \cdot 4,5 \cdot \left[(1,0077)^{2-\delta} - (1,0077)^\delta \right] = 43,2 \text{ Cal.}$ und wenn die Aussenlufttemperatur $t_a = -20$, so würde man, bei Annahme proportionaler Abnahme der Raumlufttemperatur gegen die innere Fensterfläche hin und proportionaler Zunahme der Aussenlufttemperatur gegen die äussere Fensterfläche hin (welche Annahme indessen nicht ganz gerechtfertigt ist) als Wärmedurchstrahlung durch 1 qm der Fensterscheibe (für $\delta = 3$) $w_g = 124,72 \cdot (0,75)^2 \cdot 4,5 \cdot \left[(1,0077)^{17} - \frac{1}{(1,0077)^{17}} \right] = 82,59 \text{ Cal.}$ erhalten.

Für die Wärmestrahlung der Aussenflächen der Wände an die Aussenluft gilt natürlich im Wesentlichen das Gleiche wie für die Wärmestrahlung der Raumluft an die Innenfläche

der Wände; doch mag es bei Wänden von mässiger Wärmedurchlässigkeit zulässig erscheinen, die Verschiedenheit derjenigen Temperatur, mit welcher die Aussenluft im Freien die Wände berührt und welche sie in einiger Entfernung von derselben wirklich hat, ausser Erwägung zu lassen, also kurzweg diese beiden Temperaturen als gleichgross anzunehmen und demgemäss die Wärmeabgabe pro Stunde und Quadratmeter der Aussenflächen der Wände durch Strahlung nach der Péclet'schen Formel:

$$w_{1a} = 124,72 \cdot k' \cdot \left[(1,0077)^{t_o} - (1,0077)^{t_a} \right] . \quad (24)$$

zu berechnen, in welcher t_o die Temperatur der Aussenfläche der Wand und t_a die Aussenlufttemperatur bezeichnet.

Was den zweiten Theil der Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe, die **Wärmeübertragung durch Berührung**, betrifft, so ist zunächst zu bemerken, dass ein Körper an einen anderen in bestimmter Zeit umso mehr Wärme abgibt in je mehr Punkten beide sich berühren und je grösser die Temperaturdifferenz der sich berührenden Punkte beider Körper ist. Ausserdem hat es sich ergeben, dass die sich umschliessenden Körper, unter sonst gleichen Verhältnissen, in bestimmter Zeit umso mehr Wärme durch Berührung austauschen, je enger die von dem einen Körper umschlossene Flächenform des anderen Körpers ist. Aus dem erwähnten Einfluss der Temperaturdifferenz folgt ferner, dass bei Relativbewegung der beiden sich berührenden Körper in gegebener Zeit eine um so grössere Wärmeübertragung von dem wärmeren Körper auf den kühleren erfolgt, je rascher zwei mit einander in Berührung befindliche Punkte durch zwei neue Berührungspunkte von gleicher oder grösserer Temperaturverschiedenheit ersetzt werden, weil mit der Zeitdauer der Berührung die Temperaturverschiedenheit der sich berührenden Punkte abnimmt. Hat man es also in der Hand die gegenseitige Bewegung beider Körper oder die Bewegung des einen in Hinsicht auf die Lage des anderen nach Belieben zu regeln, so erzielt man eine bestimmte Wärmeübertragung durch Berührung in kürzester Zeit (oder auf kürzestem Relativwege),

oder innerhalb einer bestimmten Zeit die grösste Wärmeübertragung durch Berührung, wenn man dafür Sorge trägt, dass der wärmere von beiden Körpern nach Maassgabe der von ihm bereits abgegebenen Wärme mit immer kühleren Stellen des Wärme aufnehmenden Körpers in Berührung kommt oder dass an allen Stellen der Berührung die gleiche Verschiedenheit der sich berührenden Punkte gewahrt wird und dabei die Grösse dieser Temperaturverschiedenheit eine maximale ist*). Wenn aber immer nur eine und dieselbe Stelle des einen Körpers der Berührung durch den anderen zugänglich ist, so erzielt man in bestimmter Zeit eine umso grössere Wärmeübertragung je rascher die an jene Stelle Wärme abgebenden oder an jener Stelle Wärme empfangenden Berührungspunkte des anderen Körpers durch andere Berührungspunkte desselben von gleicher Temperatur ersetzt werden.

Ist, bei Annahme geringer Bewegung, an allen Stellen einer Wand die Temperaturverschiedenheit zwischen der Wandfläche und den sie berührenden Punkten eines anderen Körpers immer die gleiche und an irgend einer Stelle der Berührung die Temperatur des wärmeren Materials t_h und die des weniger warmen Materials t_k , so ist nach der von Péclet vervollständigten Formel von Dulong und Petit die in der Stunde an oder von 1 Quadratmeter der Wandfläche durch Berührung abgegebene Wärmemenge

$$w_2 = 0,552 \cdot k'' \cdot (t_h - t_k)^{1,233} \text{ Calorien} \quad . \quad . \quad (25)$$

wenn k'' einen von der Form und Ausdehnung der mit einander in Berührung befindlichen Körper abhängigen Coefficienten bezeichnet. Dabei ist vorausgesetzt, dass ein wirklich vollkommener Berührungsanschluss zwischen beiden Körpern besteht, wie er nur bei zwei festen sehr feinporigen Körpern möglich ist, wenn beide aufs genaueste aufeinander geschliffen sind, weil sonst immer Punkte der sich berührenden Flächen der Berührung nicht zugänglich sind. Die Formel (25) ist daher strenggenommen nur vollständig zutreffend für die Berührung leichtflüssiger oder gasförmiger Körper mit festen Körpern.

*) Daraus ist nicht unbedingt zu schliessen, dass die sogen. Gegenstrombewegung die grösste Wärmeübertragung bewirkt.

Nach Péclet gelten für k'' die folgenden Bestimmungen:
Hat die berührte feste Körperfläche die Form einer Kugel, deren Halbmesser r Meter beträgt, so ist

$$k'' = 1,778 + \frac{0,13}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (a)$$

Ist die berührte Oberfläche des festen Körpers ein Cylinder von kreisförmigem Querschnitt, dessen Halbmesser r Meter beträgt, so ist bei wagerechter Lage dieses Cylinders

$$k'' = 2,058 + \frac{0,0382}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (b)$$

steht aber der Cylinder senkrecht und hat eine Höhe (Länge) h_1 und den Halbmesser r_1 , so ist

$$k'' = \left(0,726 + \frac{0,0345}{\sqrt{r_1}}\right) \cdot \left(2,43 + \frac{0,8758}{\sqrt{h_1}}\right) \quad . \quad (c)$$

Für ebene senkrecht stehende Körperflächen von der Höhe h_2 ist

$$k'' = 1,764 + \frac{0,636}{\sqrt{h_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (d)$$

Nach diesem für die Wände bewohnter Räume besonders wichtigen Ausdruck ist die folgende Tabelle XIII für k'' berechnet.

Tabelle XIII.

Raumhöhe h_2 in Metern	$k'' = 1,764 + \frac{0,636}{\sqrt{h_2}}$	Raumhöhe h_2 in Metern	$k'' = 1,764 + \frac{0,636}{\sqrt{h_2}}$
$h_2 = 2,0$	. . . 2,214	$h_2 = 5$	. . . 2,048
2,5	. . . 2,166	6	. . . 2,024
3,0	. . . 2,131	9	. . . 1,977
3,2	. . . 2,120	12	. . . 1,948
3,5	. . . 2,104	15	. . . 1,928
4,0	. . . 2,082	20	. . . 1,906

Vergleicht man den Ausdruck (d) (für senkrechte Ebenen) mit dem vorhergehenden (c) (für senkrecht stehende Cylinderflächen), so findet man, dass jener aus diesem hervorgeht, wenn man den Halbmesser r_1 des Cylinders als unendlich gross annimmt, weil in diesem Falle $\frac{0,0345}{\sqrt{r_1}} = 0$ wird.

Berührung) mit $b = 0,85^{1,233} = 0,8253$ bis mit $0,8^{1,233} = 0,7594$, d. i. im Mittel abgerundet, mit 0,8 zu multipliciren sein, so dass die Formel (25) für Innenwandberührung allgemein die Form

$$(w_2)_i = 0,552 \cdot k'' \cdot (t_h - t_k)^{1,233} = 0,442 \cdot k'' \cdot (t_1 - t_w)^{1,233} \quad (25a)$$

erhält.

Wenn also beispielsweise die Mittelraumtemperatur $t_1 = +20^\circ$ und die Raumhöhe 4 bis 5 Meter beträgt, so dass man für die Seitenwände, den Fussboden und die Decke allgemein $k'' = 2,06$ setzen kann, so ist die stündliche Wärmeabgabe durch Berührung an 1 Quadratmeter Wandfläche deren Temperatur t_w ist

$$(w_2)_i = 0,9105 \cdot (20 - t_w)^{1,233}$$

Ist die Wandflächentemperatur $t_w = +10^\circ$, so ergibt die Rechnung $w_2 = 15,57$ Calorien.

Hinsichtlich der Wärmeabgabe der Aussenwandflächen an die Luft im Freien durch Berührung mag es für Wände von mässiger Wärmeleitungsfähigkeit empfehlenswerth sein, die Aussenlufttemperatur für die Berührungsstelle gleich der davon entfernt stehenden Aussenlufttemperatur (also $b = 1$) anzunehmen und die Wärmeabgabe durch Berührung pro Stunde und Quadratmeter Wandfläche nach Formel (25) mit Wechsel der Temperaturbezeichnungen (t_o statt t_h als Aussenflächentemperatur und t_a statt t_k als Aussenlufttemperatur), d. i. nach:

$$(w_2)_a = 0,552 \cdot k'' \cdot (t_o - t_a)^{1,233} \quad . \quad . \quad . \quad (25b)$$

zu berechnen.

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde der Einfluss der Bewegung der in Berührung befindlichen Körper nicht berücksichtigt, und es fehlt auch an Erfahrungsergebnissen, nach welchen dieser Einfluss allgemein feststellbar wäre; es scheint jedoch, dass die Péclet'schen Untersuchungsergebnisse für die inmitten bewohnter Räume gewöhnlich vorkommenden Luftbewegungen zutreffend sind.

Es liegt auch kein Grund zur Annahme vor, dass eine geringe Verstärkung der Raumluftbewegung in wagerechter

Richtung (sofern die Flächentemperatur an jeder Stelle die gleiche ist) eine merkliche Vermehrung der Wärmeübertragung verursache; denn es wird hierbei eher eine längere Berührung einer und derselben Luftschichte mit der Wand begünstigt als ein stärkerer Wechsel der Berührungsluft im Sinne der Erhaltung einer Maximaltemperaturdifferenz an den Berührungspunkten (welcher Wechsel im geschlossenen Raume vorwiegend durch Circulation in senkrechter Kreisbahn herbeigeführt wird).

Wenn nun auch die Bewegungsart der Luft im Freien nicht vollständig mit der Bewegung der Raumluft zu vergleichen ist, so übersieht man doch, dass Wind, welcher in der Richtung der Wandfläche strömt, ebenfalls eine länger dauernde Berührung einer und derselben Luftschichte mit der Wand verursachen kann als sie ohne Wind bestehen würde. Nimmt man an, dass eine und dieselbe Luftschichte in wagerechter Fortbewegung befindlich, eine Secunde lang auf einer Weglänge von 0,1 m mit der Wandfläche in Berührung bleibend, noch die Wärmeübertragung w_2 (pro Quadratmeter und Stunde) verursache, so wird eine Berührung derselben Luftschichte auf einem Wege von l Meter Länge verursachen, dass die auf das Quadratmeter und die Stunde bezogene Wärmeübertragung nur noch

$$w_2' = w_2 \cdot \frac{0,1}{l} \cdot C$$

beträgt, wobei C ein Coefficient ist, welcher der Veränderlichkeit des Werthes $(t_o - t_a)^{1,233}$ (mit derjenigen der Temperaturdifferenz $t_o - t_a$) während der Dauer der Brührung der Luftschichte mit der Wandfläche entspricht und jedenfalls nicht grösser als 1 sein wird.

Beträgt nun die Windgeschwindigkeit v Meter, so ist der dabei erfolgende Wärmeaustausch

$$w_2' = w_2 \cdot \frac{0,1 \cdot v}{l} \cdot C$$

Wenn also gewaltiger Orkan von $v = 40$ m Geschwindigkeit in Betracht gezogen wird und die Wandlänge in der Bewegungsrichtung dieses Orkans zu $l = 4$ m angenommen wird, so findet man, dass der auf das Quadratmeter und die

Stunde bezogene Wärmeaustausch zwischen der im Orkan bewegten Luft und der Wandfläche

$$w_2' = w_2 \cdot \frac{0,1 \cdot 40}{4} \cdot C = w_2 \cdot C.$$

Daraus ersieht man, dass der Einfluss des in der Richtung der Wandfläche wirkenden Windes auf den zwischen der ersteren und dem letzteren selbst stattfindenden Wärmeaustausch ausserordentlich geringfügig ist; ja man möchte versucht sein nach dem in Betrachtung stehenden Rechnungsergebniss den Schluss zu ziehen, dass schwacher Wind danach eine Verminderung des Wärmeaustausches bewirken müsse, aber gerade das Bewusstsein, dass ein solcher Schluss den Thatsachen nicht entspricht, lässt erkennen, wo der Ausgleich zwischen der Wirklichkeit und dem vorstehenden Rechnungsergebniss zu suchen ist, nämlich in dem Umstande, dass der in der Richtung der Wandfläche strömende Wind die wirbelnde Bewegung der Luft nie ganz hindert, dass aber diese wirbelnde Bewegung in umso schwächerem Maasse erfolgt je stärker der in gerader Richtung wirkende Wind ist. Demnach ist denn die Wahrscheinlichkeit naheliegend, dass der Einfluss des schwächsten in der Windrichtung wirkenden Windes auf den der Berührung der Aussenluft mit der äusseren Wandfläche entsprechenden Wärmeverlust nicht kleiner und nicht grösser ist als derjenige des stärksten Sturmes.

Ein ähnliches Ergebniss findet man bei Erwägung des Einflusses des von der Wandfläche ab gerichteten Windstromes, da derselbe auf Verminderung der Innigkeit der Berührung der Aussenluft mit der äusseren Wandfläche wirkt und dafür das Herausdringen der Raumlufte durch die Wand begünstigt.

Umso bedeutender macht sich dafür die Verschiedenheit der Windstärke auf den Gesamtwärmeverlust im Falle der Saugwirkung des Windes auf die Gebäudewand geltend, welche Wirkung nach früherer Betrachtung (vergl. Formel 8d auf S. 44, sowie S. 54) der Windgeschwindigkeit direkt proportional ist.

Vergleich zwischen der Wärmeübertragung durch Strahlung und der durch Berührung erfolgenden. Um diese beiden Arten der Wärmeübertragung rechnerisch mit-

einander zu vergleichen, ist es nothwendig, für die dabei in Betracht kommenden Temperaturen wieder die allgemeinen Bezeichnungen t_h für die höhere derselben und t_k für die niedrigere derselben zu wählen; danach ist die pro Quadratmeter und Stunde erfolgende Wärmeübertragung

a) durch Strahlung, nach Formel (21):

$$w_1 = 124,72 \cdot k' \cdot a^{e'} \cdot \left[(1,0077)^{t_h} - (1,0077)^{t_k} \right] *)$$

wofür man auch schreiben kann:

$$w_1 = 124,72 \cdot k' \cdot a^{e'} \cdot (1,0077)^{t_k} \cdot \left[(1,0077)^{t_h - t_k} - 1 \right]$$

b) durch Berührung, nach Formel (25a und 25b)

$$w_2 = 0,522 \cdot b \cdot k'' \cdot (t_h - t_k)^{1,233}$$

wobei für geschlossene geheizte Wohnräume $a^{e'} = 0,84$ bis $0,5$ (vergl. S. 89) und $b = 0,8$ (vergl. S. 97), während für im Freien (an den freiliegenden Aussenwandflächen) erfolgenden Wärmeaustausch, sofern die Wand selbst nur mässig Wärme durchlässt, im Allgemeinen $a^{e'} = 1$ und $b = 1$ zu setzen ist; ist aber die Wand für Wärme sehr durchlässig (insbesondere also sehr dünn, gut leitend), so muss man, wie für den Wärmeaustausch in geschlossenen Räumen die Temperaturverschiedenheit zwischen der die Wand unmittelbar berührenden und der davon entfernteren Luft berücksichtigen und erscheint es empfehlenswerth für solche Fälle allgemein $a^{e'} = b = 0,8$ in Rechnung einzuführen.

Handelt es sich speciell um die Betrachtung des Wärmeaustauschs der Raumluft und der Aussenluft mit Raumwänden, welche nur mit Leimfarbe gestrichen oder mit einfacher Tapete bekleidet sind, so kann man, wie schon früher erwähnt**), allgemein $k' = 3,6$ setzen, und handelt es sich dabei gleichzeitig um gewöhnliche Wohnraumhöhe, so kann man nach Tabelle XIII (siehe S. 95) $k'' = 2,1$ setzen, so dass dann

$$w_1 = 449 \cdot a^{e'} \cdot (1,0077)^{t_k} \cdot \left[(1,0077)^{t_h - t_k} - 1 \right]$$

und

$$w_2 = 1,16 \cdot b \cdot (t_h - t_k)^{1,233}$$

*) e' statt e nach Formel (21) gewählt.

**) Siehe S. 86.

Das Verhältniss beider Arten der Wärmeübertragung aber kann mit Vernachlässigung der oft nur geringen Verschiedenheit der Faktoren $a^{\circ'}$ und b , unter den gleichen Voraussetzungen ausgedrückt werden durch

$$\frac{w_1}{w_2} = 387 \cdot (1,0077)^{t_k} \cdot \frac{1,0077^{t_h - t_k} - 1}{(t_h - t_k)^{1,233}}$$

Nach diesen drei Formeln sind die Werthe von w_1 und w_2 für den Fall $a^{\circ'} = b = 1$ sowie die Werthe von $\frac{w_1}{w_2}$ für die folgende Tabelle XIV ermittelt worden.

Tabelle XIV.

Temper. d. Wärme abgebenden Körpers t_h	Temper. d. Wärme empfang. Körpers t_k	$t_h - t_k$	Wärmeabgabe durch		$\frac{w_1}{w_2}$
			Strahlung w_1	Berührung w_2	
+ 45 . .	+ 40 . .	5 . .	23,71 . .	8,43 . .	2,81
	+ 30 . .	15 . .	68,97 . .	32,67 . .	2,11
	+ 25 . .	20 . .	90,29 . .	46,60 . .	1,94
+ 35 . .	+ 30 . .	5 . .	22,10 . .	8,43 . .	2,62
	+ 25 . .	10 . .	43,46 . .	19,82 . .	2,19
	+ 20 . .	15 . .	63,85 . .	32,67 . .	1,95
	+ 15 . .	20 . .	83,50 . .	46,60 . .	1,80
+ 25 . .	+ 20 . .	5 . .	20,47 . .	8,43 . .	2,43
	+ 15 . .	10 . .	40,20 . .	19,82 . .	2,03
	+ 10 . .	15 . .	59,13 . .	32,67 . .	1,81
	+ 5 . .	20 . .	77,36 . .	46,60 . .	1,66
+ 20 . .	+ 15 . .	5 . .	19,70 . .	8,43 . .	2,34
	+ 10 . .	10 . .	38,70 . .	19,82 . .	1,95
	+ 5 . .	15 . .	56,93 . .	32,67 . .	1,74
	$\pm$ 0 . .	20 . .	74,44 . .	46,60 . .	1,60
+ 15 . .	+ 10 . .	5 . .	18,96 . .	8,43 . .	2,25
	+ 5 . .	10 . .	37,23 . .	19,82 . .	1,88
	$\pm$ 0 . .	15 . .	54,78 . .	32,67 . .	1,67
	- 5 . .	20 . .	71,66 . .	46,60 . .	1,54
+ 10 . .	+ 5 . .	5 . .	18,24 . .	8,43 . .	2,16
	$\pm$ 0 . .	10 . .	35,83 . .	19,82 . .	1,81
	- 5 . .	15 . .	52,71 . .	32,67 . .	1,61
	- 10 . .	20 . .	68,92 . .	46,60 . .	1,48

Temper. d. Wärme abgebenden Körpers t_h	Temper. d. Wärme empfang. Körpers t_k	$t_h - t_k$	Wärmeabgabe durch		$\frac{w_1}{w_2}$
			Strahlung w_1	Berührung w_2	
+ 5 . .	± 0 . .	5 . .	17,56 . .	8,43 . .	2,07
	— 5 . .	10 . .	34,48 . .	19,82 . .	1,74
	— 10 . .	15 . .	50,74 . .	32,67 . .	1,55
	— 15 . .	20 . .	66,36 . .	46,60 . .	1,42
± 0 . .	— 5 . .	5 . .	16,90 . .	8,43 . .	2,00
	— 10 . .	10 . .	33,18 . .	19,82 . .	1,68
	— 15 . .	15 . .	48,82 . .	32,67 . .	1,49
	— 20 . .	20 . .	63,85 . .	46,60 . .	1,37
— 5 . .	— 10 . .	5 . .	16,26 . .	8,43 . .	1,93
	— 15 . .	10 . .	31,94 . .	19,82 . .	1,61
	— 20 . .	15 . .	46,99 . .	32,67 . .	1,44
	— 25 . .	20 . .	61,37 . .	46,60 . .	1,32
— 10 . .	— 15 . .	5 . .	15,65 . .	8,43 . .	1,86
	— 20 . .	10 . .	30,73 . .	19,82 . .	1,55
	— 25 . .	15 . .	45,17 . .	32,67 . .	1,38
	— 30 . .	20 . .	59,13 . .	46,60 . .	1,27
— 15 . .	— 20 . .	5 . .	15,06 . .	8,43 . .	1,76
	— 25 . .	10 . .	29,54 . .	19,82 . .	1,49
	— 30 . .	15 . .	43,51 . .	32,67 . .	1,33
— 20 . .	— 25 . .	5 . .	14,47 . .	8,43 . .	1,72
	— 30 . .	10 . .	28,47 . .	19,82 . .	1,44
	— 40 . .	20 . .	55,12 . .	46,60 . .	1,18
— 25 . .	— 30 . .	5 . .	13,95 . .	8,43 . .	1,65
	— 40 . .	15 . .	40,56 . .	32,67 . .	1,24
— 35 . .	— 40 . .	5 . .	13,00 . .	8,43 . .	1,54

Aus dieser Tabelle ersieht man, dass in gutgeheizten Wohnräumen die Raumwände 1,6 bis 2,4 mal so viel Wärme durch Strahlung als durch Berührung von der Raumluft empfangen und dass die Wände an die Luft im Freien etwa 1,4 bis 2,0 mal so viel Wärme durch Strahlung als durch Berührung abgeben. Auch ersieht man aus dieser Tabelle, dass zu beiden Seiten der Raumwände die Strahlung umsomehr überwiegt je geringer die Temperaturverschiedenheit zwischen der Wandfläche und

der dieselbe berührenden Luft ist, oder, mit anderen Worten, je dicker und schlechterleitend die Wand ist, und dass ausserdem das Ueberwiegen der Wärmestrahlung mit wachsender Temperatur des wärmeabgebenden Körpers zunimmt.

Dieses — hinsichtlich der gesperrtgedruckten Bemerkung — überraschende Resultat der rechnerischen Untersuchung gilt indessen nur für die vorkommenden natürlichen Lufttemperaturen und für gewöhnliche Wohnraumverhältnisse, dagegen nicht für ausserordentlich niedrige oder ausserordentlich hohe Luft- oder Wandtemperaturen und noch viel weniger für Heizkörper und Oefen, deren Betrachtung einem späteren Abschnitt zugetheilt ist.

VII. Die Beziehung der Wärmefortleitung der Wände zu dem Wärmeaustausch der Wandflächen durch Strahlung und Berührung.

Nach den schon unter II gegebenen Erläuterungen ist die Wärmemenge, welche eine Wand während gleichbleibenden Wärmezustandes von ihrer wärmeren Begrenzungsfläche auf ihre weniger warme Begrenzungsfläche überleitet, stets ebenso gross wie diejenige Wärmemenge, welche die erstere (die wärmere) Fläche von ihrer Umgebung aufnimmt und ebenso gross wie diejenige Wärmemenge, welche die letztere (die weniger warme) Fläche an ihre Umgebung abgibt.

Dieser Gleichheit würden die beiden folgenden Gleichungen entsprechen:

$$q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} = 124,72 \cdot a_i^{e'} \cdot k_i'' \times$$

$$\left[(1,0077)^{t_1} - (1,0077)^{t_w} \right] + 0,552 \cdot b_i \cdot k_i'' \cdot (t_1 - t_w)^{1,233}$$

und

$$q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} = 124,72 \cdot a_a^{e'} \cdot k_a' \times$$

$$\left[(1,0077)^{t_o} - (1,0077)^{t_a} \right] + 0,552 \cdot b_a \cdot k_a'' \cdot (t_o - t_a)^{1,233}$$

in welchen die Ausdrücke links vom Gleichheitszeichen mit dem auf Seite 7 aufgestellten Ausdruck (1) identisch sind, während rechts vom Gleichheitszeichen die Summen der Wärmeübertragung der beiden Wandflächen durch Strahlung und durch Berührung (vergl. die Formeln 22 u. 25a, sowie die Bedeutung von a^e und b in den allgemeinen Ausdrücken w_1 und w_2 auf S. 100) stehen. Insbesondere bezeichnen a_i^e , b_i , k_i' , k_i'' die der inneren oder wärmeren Wandfläche entsprechenden und a_a^e , b_a , k_a' , k_a'' die der äusseren oder weniger warmen Wandfläche entsprechenden Werthe der Coefficienten a^e , b , k' und k'' (die beiden letzteren Coefficienten nach Erläuterungen auf Seite 86, 95, 96 u. 100 zu wählen), t_w die Temperatur der inneren oder der wärmeren Wandfläche, t_o die Temperatur der äusseren oder weniger warmen Wandfläche, t_1 die Temperatur der Raumluft oder des wärmeren Mediums (innerhalb der Grenzen gleichmässiger Temperatur) und t_a die Temperatur der Aussenluft (in einiger Entfernung von der Wandfläche); ferner k den Wärmeleitungscoefficienten (Tabelle II, S. 11), ρ den dem Feuchtigkeitsgehalt der Wand entsprechenden Faktor des Wärmeleitungscoefficienten (vergl. S. 26—29), d (in Metern) die Wanddicke und e' die in Decimetern ausgedrückte Entfernung der Grenze gleichmässiger Lufttemperatur oder des wärmeren Mediums von der in Betrachtung stehenden Wand.

Da die vorstehenden beiden Gleichungen zu complicirt sind als dass man daraus die im Allgemeinen unbekannten Wandflächentemperaturen eliminiren könnte, so empfiehlt es sich von dem Ergebniss der Tabelle XIV Gebrauch zu machen und den ersten Summanden rechts vom Gleichheitszeichen durch

$$w_1 = w_2 \cdot \frac{w_1}{w_2} = \text{bezw.} \begin{aligned} & 0,552 \cdot b_i \cdot k_i'' \cdot (t_1 - t_w)^{1,233} \cdot \left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i \\ & 0,552 \cdot b_a \cdot k_a'' \cdot (t_o - t_a)^{1,233} \cdot \left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a \end{aligned}$$

zu ersetzen, wenn hier wieder die Indices i und a die Zugehörigkeit zur Innenwandfläche und bezw. zur Aussenwandfläche kennzeichnen.

Man hat somit vereinfacht

$$q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} = 0,552 \cdot b_i \cdot k_i'' \cdot (t_1 - t_w)^{1,233} \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right]$$

und

$$q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} = 0,552 \cdot b_a \cdot k_a'' \cdot (t_o - t_a)^{1,233} \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a + 1 \right]$$

Auch in dieser Form ermöglichen die beiden Gleichungen die Ermittlung von t_w und t_o noch nicht; doch übersieht man leicht, dass der kleine Exponent 1,233 der Temperaturdifferenzen $(t_1 - t_w)$ und $(t_o - t_a)$ auch durch einen Faktor β ersetzt werden kann.

Wie gross dieser Faktor zu wählen ist, ergibt sich aus der folgenden Tabelle XV, welche die Werthe von $(t_h - t_k)^{1,233}$ für alle unter normalen Verhältnissen zwischen Raumwandflächen und Raumluft, sowie zwischen Aussenwandflächen und Aussenluft vorkommenden Temperaturdifferenzen $(t_h - t_k)$ enthält.

Tabelle XV.

$(t_h - t_k)^{1,233}$	$(t_h - t_k)^{1,233}$
2 ^{1,233} = 2,350 = 2 . 1,175	15 ^{1,233} = 28,191 = 15 . 1,879
3 ^{1,233} = 3,875 = 3 . 1,292	16 ^{1,233} = 30,527 = 16 . 1,908
4 ^{1,233} = 5,525 = 4 . 1,381	17 ^{1,233} = 32,896 = 17 . 1,935
5 ^{1,233} = 7,275 = 5 . 1,455	18 ^{1,233} = 35,298 = 18 . 1,961
6 ^{1,233} = 9,0353 = 6 . 1,506	19 ^{1,233} = 37,730 = 19 . 1,986
7 ^{1,233} = 11,0155 = 7 . 1,574	20 ^{1,233} = 40,194 = 20 . 2,010
8 ^{1,233} = 12,987 = 8 . 1,623	21 ^{1,233} = 42,687 = 21 . 2,033
9 ^{1,233} = 15,017 = 9 . 1,668	22 ^{1,233} = 45,207 = 22 . 2,055
10 ^{1,233} = 17,100 = 10 . 1,710	23 ^{1,233} = 47,754 = 23 . 2,076
11 ^{1,233} = 19,231 = 11 . 1,748	24 ^{1,233} = 50,326 = 24 . 2,097
12 ^{1,233} = 21,410 = 12 . 1,783	25 ^{1,233} = 52,925 = 25 . 2,117
13 ^{1,233} = 23,632 = 13 . 1,818	30 ^{1,233} = 66,265 = 30 . 2,209
14 ^{1,233} = 25,893 = 14 . 1,849	32 ^{1,233} = 71,71 = 32 . 2,241

Man ersieht aus dieser Tabelle, dass der Werth der auf die $(1,233)^{te}$ Potenz erhobenen Temperaturdifferenz in gewöhnlichen Fällen nur

$$\beta = 1,4 \text{ bis } 2,0$$

mal so gross ist als diese Temperaturdifferenz selbst und dabei den Werth der letzteren umsomehr übertrifft je grösser

diese Temperaturdifferenz selbst ist oder, mit anderen Worten, je dünner und wärmeleitender die in Betrachtung stehende Wand ist.

Danach kann man also den beiden vorstehenden Gleichungen auch die lineare Form geben:

$$\left. \begin{aligned} q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} &= 0,552 \cdot b_i \cdot k_i'' \cdot \beta_i \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right] \cdot (t_1 - t_w) \\ q \cdot k \cdot \frac{t_w - t_o}{d} &= 0,552 \cdot b_a \cdot k_a'' \cdot \beta_a \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a + 1 \right] \cdot (t_o - t_a) \end{aligned} \right\} \cdot (26)$$

Hierzu ist nun recapitulirend zu bemerken, dass für freiliegende Aussenflächen von Wänden, welche Wärme nur in mässigem Betrage durchlassen, wie Mauern von wenigstens 0,25 m Dicke, $b_a = 1$ und für Aussenflächen sehr dünner oder sehr gut leitender Wände $b_a = 0,8$ in Rechnung zu setzen ist; für im Inneren des Gebäudes liegende Wandflächen aber entspricht der Werth $b_i = b_a = 0,8$ den wirklichen Verhältnissen immer besser als ein grösserer Werth dieser Coefficienten. Der Coefficient β (bezw. β_i und β_a) ist nach muthmaasslicher Temperaturdifferenz ($t_1 - t_w$ bezw. $t_o - t_a$) der sich berührenden Körper aus der Tabelle XV zu entnehmen und nach derselben muthmaasslichen Temperaturdifferenz ist auch das Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ aus der Tabelle XIV zu entnehmen; die

hiernach sich ergebenden Annäherungsergebnisse der Rechnung ermöglichen eine Correctur der vorausgesetzten Temperaturdifferenzen und bieten danach indirect die Möglichkeit genauer zu rechnen.

Wenn man mit Einsetzung von $b_i = 0,8$ als allgemein zutreffend (entspr. $0,552 \times 0,8 = 0,442$)

$$\left. \begin{aligned} \frac{q \cdot k}{d} &= m, & 0,442 \cdot k_i'' \cdot \beta_i \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right] &= m_1 \\ \text{und allgemein} & & 0,552 \cdot b_a \cdot k_a'' \cdot \beta_a \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a + 1 \right] &= m_2 \end{aligned} \right\} \cdot (27)$$

setzt, so findet man

$$t_w = \frac{\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_2}\right) \cdot t_1 + \frac{1}{m_1} \cdot t_a}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}} \quad \dots \quad (28)$$

und

$$t_o = \frac{\frac{1}{m_2} \cdot t_1 + \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right) \cdot t_a}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}} \quad \dots \quad (29)$$

Danach erhält man endlich für die Wärmefortleitung der Wände*) den Ausdruck:

$$w = m \cdot (t_w - t_o) = \frac{t_1 - t_a}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}} \quad \dots \quad (I)$$

Für den praktischen Gebrauch dieser Formeln ist zu beachten, dass in der Regel $k_{2_i} = k_{2_a}$ und durchschnittlich für sichere Rechnung gleich 2,1 zu setzen ist, dass ferner β am kleinsten ist, wenn das Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ am grössten ist. Bezüglich dieses Verhältnisses ist aber zu beachten, dass die Tabelle XIV die Werthe desselben nur für den Fall $a^{e'} = b$ (vergl. S. 100), d. i., bezüglich der im Gebäudeinneren liegenden Wandflächen, für solche Fälle angiebt, in welchen man es mit sehr wenig Wärme durchlassenden Wänden und sehr gleichmässiger Durchwärmung des Raumes (vergl. Erklärung auf S. 89) zu thun hat, während man für weniger günstige Fälle, bei gleichmässiger Durchwärmung des Raumes $a^{e'} = 0,5$ und $b = 0,8$ in Rechnung zu bringen und demnach die Angaben der Tabelle XIV, für das Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$, mit $\frac{0,5}{0,8} = 0,625$ zu multipliciren hat. Ausserdem ist zu beachten, dass die Tabelle XIV richtige Werthe nur für solche Wände ergiebt, für welche $k_1 = 3,6$, d. i. für Wände, welche mit Leimfarbe gestrichen oder mit einfacher Tapete bekleidet sind, und dass man desshalb ganz allgemein für Wandbekleidungen, für welche

*) Vergl. Formel (1) $w = \frac{q \cdot k}{d} (t_w - t_o)$.

die Tabelle XII nicht $k = 3,6$ angiebt, das (eventuell schon nach vorstehender Angabe verbesserte) Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ mit dem zutreffenden Verhältniss $\frac{k'}{3,6}$ (also beispielsweise für Fensterglasscheiben mit $\frac{2,91}{3,6}$) zu multipliciren hat. Man hat demnach für im Raume liegende Fensterglasflächen das der Tabelle XIV entnommene Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ mit $0,625 \times \frac{2,91}{3,6} = 0,505$ zu multipliciren; für die der freien Luft ausgesetzten Fenster-scheiben dagegen ist das der Tabelle XIV entnommene Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ nur mit $\frac{2,91}{3,6} = 0,808$ zu multipliciren, weil man dafür $a^{e'} = b = 0,8$ zu setzen hat (sodass das der Tabelle XIV entnommene Verhältniss bis auf den dafür eingesetzten Coefficienten k' zutreffend ist).

Für die freiliegenden Aussenflächen solcher Wände, welche nur mässig Wärme durchlassen, ist nach den früheren Bemerkungen $a^{e'} = b = 1$, wesshalb in diesem Fall die der Tabelle XIV entnommenen Werthe von $\frac{w_1}{w_2}$ nur einer Multiplication mit $\frac{k'}{3,6}$ bedürfen.

Für ϱ und k endlich sind die unter Abtheilung II gegebenen Erläuterungen und Tabellen II, III und IV maassgebend. Für aus mehreren Theilen bestehende Wände ist nach Formel (2) (auf S. 14)

$$m = \frac{1}{\varrho_1} \cdot \frac{d_1}{k_1} + \frac{1}{\varrho_2} \cdot \frac{d_2}{k_2} + \frac{1}{\varrho_3} \cdot \frac{d_3}{k_3} + \dots + \frac{1}{\varrho_n} \cdot \frac{d_n}{k_n} \quad (27a)$$

zu setzen.

Beispiel I. Eine Ziegelmauerwand von $1\frac{1}{2}$ Steinstärke sei aussen mit Oelfarbenanstrich und im Raume mit einfacher Tapete bekleidet; die Raumtemperatur soll mit $t_1 = +20^\circ$ und die Aussenlufttemperatur mit $t_a = -20^\circ$ in Rechnung gebracht werden.

Wird vorläufig das Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ nach Tabelle XIV zu 2,0 (entsprechend einer Temperaturdifferenz von nahezu 10°)

entnommen und nach vorstehend gegebener Erklärung für $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_i$ mit 0,625 multiplicirt, also $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_i$ mit 1,25 in Rechnung gesetzt, so erhält man — da einer Temperaturdifferenz von 10° der Faktor $\beta_i = 1,71$ (nach Tabelle XV) entspricht — für $k_i'' = 2,1$:

$$m_1 = 0,442 \cdot 2,1 \cdot 1,71 \cdot (1,25 + 1) = 3,418 \text{ oder } \frac{1}{m_1} = 0,2925$$

Für die Aussenfläche der Wand (sofern sie freiliegt) gelten die Angaben der Tabelle XIV (vergl. vorstehende Erklärung), für ungestrichenen oder mit Leimfarbe gestrichenen Zustand, direkt; des Oelfarbenanstrichs wegen sind dieselben aber hier mit $\frac{0,371}{0,36} = 1,03$ zu multipliciren. Wird nun auch 10° Differenz zwischen der Temperatur der Aussenwandfläche und der Aussenlufttemperatur für die erste Annäherungsrechnung angenommen, so ist $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_a = 2,06$ und $\beta_a = 1,71$ in Rechnung zu setzen, und man erhält, für $k_a'' = 2,1$:

$$m_2 = 0,552 \cdot 2,1 \cdot 1,71 \cdot (2,06 + 1) = 6,065 \text{ oder } \frac{1}{m_2} = 0,1649$$

Was endlich m betrifft, so ist zu beachten, dass dieser Faktor nichts anderes ist als die auf einen Grad Temperaturdifferenz der beiden Wandflächen bezogene Wärmemenge, welche 1 Quadratmeter der Wand in der Stunde von ihrer wärmeren Begrenzungsfläche zu ihrer weniger warmen leitet; diese, auch als „specifische Wärmeleitungsfähigkeit der Wand“ bezeichnete Wärmemenge wurde schon auf Seite 16 für $1\frac{1}{2}$ Stein starke beiderseits verputzte Ziegelsteinmauern zu $w = 1,92 \cdot \varrho'$ bis $= 2,73 \cdot \varrho'$ (je nach der Qualität der Ziegelsteine) ermittelt; man hat also auch

$$m = 1,92 \cdot \varrho' \text{ bis } 2,73 \cdot \varrho'$$

wobei ϱ' nach der auf Seite 27—29 gegebenen Erklärung zu berechnen und für vollkommen trockene Mauern gleich 1 zu setzen ist. Setzt man also vollkommene Trockenheit und mittlere Qualität der Ziegelsteine voraus, so ist

$$m = 2,325 \text{ und } \frac{1}{m} = 0,43$$

Sonach wäre

$$t_w = \frac{(0,43 + 0,1649) \cdot 20 - 0,2925 \cdot 20}{0,43 + 0,2925 + 0,1649} = + 6,81^\circ$$

und

$$t_o = \frac{0,1649 \cdot 20 - (0,43 + 0,2925) \cdot 20}{0,43 + 0,2925 + 0,1649} = - 12,56^\circ$$

Diesen Temperaturen werden aber nach den Tabellen XIV und XV ungefähr die Werthe $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_i = 1,82 \times 0,625 = 1,138$

und $\beta_i = 1,82$, sowie $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_a = 1,65 \times 1,03 = 1,71$ und $\beta_a =$

1,60 ergeben. Durch Einsetzung dieser Werthe in die Rechnung würde man genaueren Resultaten nicht näher kommen als vorher, wohl aber durch Einsetzung der arithmetischen Mittel aus diesen Werthen und den zuerst in Rechnung einge-

setzten, d. i. durch die Wahl von $\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_i = \frac{1,25 + 1,138}{2} = 1,194$,

$$\beta_i = \frac{1,71 + 1,82}{2} = 1,765, \quad \left(\frac{w_1}{w_2}\right)_a = \frac{2,06 + 1,71}{2} = 1,885$$

$$\text{und } \beta_a = \frac{1,71 + 1,60}{2} = 1,65.$$

Für diese Werthe erhält man $m_1 = 3,60$ und $\frac{1}{m_1} = 0,2777$,
 $m_2 = 5,52$ und $\frac{1}{m_2} = 0,1811$ und danach $t_w = + 7,5^\circ$ und
 $t_o = - 11,85^\circ$.

Weitere Annäherungsrechnung ergibt $m_1 = 3,614$, $\frac{1}{m_1} =$
 $0,2769$, $m_2 = 5,27$, $\frac{1}{m_2} = 0,1897$ und danach $t_w = + 7,65^\circ$
 und $t_o = - 11,54^\circ$.

Die stündliche Wärmefortleitung pro Quadratmeter Wandfläche ist nach Formel I:

$$w = \frac{t_1 - t_a}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}} = \frac{40}{0,43 + 0,279 + 0,1897} = 44,61 \text{ Calorien}$$

während die Berechnung nach den in Preussen amtlich festgesetzten Normaltransmissionscoefficienten als Gesamtwärmeverlust ergibt:

$$(w = 1,3 \times 40 = 52 \text{ Calorien}).$$

Man erkennt hiernach, dass dieser Normalcoefficient, trotzdem er — wie auf Seite 17 dargelegt — wesentlich niedriger ist als der Wärmeleitungscoefficient der Mauer, dennoch einen um etwa 17 Procent grösseren Wärmeverlust ergibt, wenn er mit der zwischen der Innen- und Aussenluft bestehenden Temperaturdifferenz multiplicirt wird, welche Differenz eben bedeutend grösser ist, als diejenige der beiden Mauerflächentemperaturen; diese Temperaturdifferenz ist nur $t_w - t_o = 19,19^\circ$ und würde mit dem amtlichen Normalcoefficienten multiplicirt $19,19 \times 1,3 = 24,95$ Calorien ergeben.

Es ist nun zu beachten, dass bei der vorstehend durchgeführten Ermittlung der Wärmefortleitung w der Mauerwand die vorkommende Wandfeuchtigkeit nicht berücksichtigt ist und dass man bei Ermittlung des Gesamtwärmeverlustes auch die Luftströmung durch die Wand (bei Wind und unter dem Einfluss eines saugendwirkenden Kanals etc.) mit zu berücksichtigen hat.

Nimmt man an, die Mauer besitze nur 8 Procent Feuchtigkeit, so ergibt sich dafür nach der auf Seite 26 und 27 gegebenen Erklärung der Faktor ϱ' zu:

$$\varrho' = 1 + \frac{0,08}{c_v} = 1 + \frac{0,08}{0,34} = 1,206$$

so dass

$$m = \varrho' \cdot 2,325 = 2,8 \text{ und } \frac{1}{m} = 0,357.$$

Nimmt man zunächst an, dass auch in diesem Falle (wie bei vollkommener Trockenheit der Mauer) $\frac{1}{m_1} = 0,2769$ und $\frac{1}{m_2} = 0,1897$, so findet man $t_w = + 6,55^\circ$ und $t_o = - 10,79^\circ$; für diese Temperaturen aber findet man $\frac{1}{m_1} = 0,2771$ und $\frac{1}{m_2} = 0,1981$; setzt man das arithmetische Mittel

dieser Werthe und der vorher eingesetzten in Rechnung, nämlich:

$$\frac{1}{m_1} = \frac{0,2769 + 0,2771}{2} = 0,2770 \text{ und}$$

$$\frac{1}{m_2} = \frac{0,1897 + 0,1981}{2} = 0,1939$$

so findet man $t_w = +6,61^\circ$ und $t_o = -10,63^\circ$, welche Werthe auch bei weiterer Annäherungsrechnung nahezu unverändert erhalten werden. Vergleicht man diese Temperaturen mit den oben für die vollkommen trockene Mauer gefundenen, so erkennt man, dass beim Feuchtwerden der Mauer die Temperatur der Innenfläche derselben abnimmt und die Temperatur der Aussenfläche derselben zunimmt. (Natürlich gilt dies nur so lange, als die Wasserverdunstung gehemmt ist.)

Gleichwohl nimmt der Wärmeverlust durch Leitung der Mauer in diesem Falle zu und zwar erhält man nach den vorstehend ermittelten Werthen als Wärmeverlust

$$w = \frac{40}{0,357 + 0,277 + 0,1939} = 48,31 \text{ Calorien}$$

gegen 44,61 Calorien bei völlig trockener Mauer (also um 9 Procent mehr).

Beträgt der Feuchtigkeitsgehalt der Mauer 10 Procent, so findet man bei sonst gleichen Annahmen, dass $\frac{1}{m} = 0,3323$, $\frac{1}{m_1} = 0,269$, $\frac{1}{m_2} = 0,19453$, $t_w = +6,48^\circ$ und $t_o = -10,22^\circ$, sowie $w = 50,26$ Calorien,

und wenn der Feuchtigkeitsgehalt der Mauer auf 15 Procent steigt, so wird, unter sonst gleichen Verhältnissen

$\frac{1}{m} = 0,2985$, $\frac{1}{m_1} = 0,2711$, $\frac{1}{m_2} = 0,19425$, $t_w = +5,8^\circ$ und $t_o = -9,82^\circ$, sowie $w = 52,36$ Calorien,

also noch etwas mehr als die Rechnung für den Wärmeverlust nach dem amtlichen Normalcoefficienten ergiebt, wenn man denselben mit der zwischen der Raumluft und der Aussenluft bestehenden Temperaturdifferenz multiplicirt (siehe oben).

Untersucht man für den zuletzt betrachteten hohen Grad der Durchfeuchtung der Mauer (15 Procent) den

Fall, in welchem diese letztere im Raume mit glatter weisser Glanztapete bekleidet ist, so findet man (bei Annahme des in der Tabelle XII angegebenen Werthes von k') $\frac{1}{m_1} = 0,4057$, $\frac{1}{m_2} = 0,1939$, und, da $\frac{1}{m} = 0,2985$, so ergibt sich $t_w = + 1,93^\circ$, $t_o = - 11,25^\circ$, sowie, als Wärmeverlust durch Leitung $w = 44,54$ Calorien.

Dieses Rechnungsergebniss ist insofern interessant, als es lehrt, dass die Wandflächentemperatur eines geheizten Raumes unter sonst gleichen Verhältnissen um so niedriger ist, je glatter und glänzender (und wahrscheinlich auch je heller dabei) die Bekleidung der Wandfläche ist. Der Umstand, dass Oelfarbenanstrich diese Eigenschaft nicht zeigt und auch eine geringe Vermehrung der Wärmeleitung verursacht, mag wohl dem Umstande zuzuschreiben sein, dass die Oelfarbe die kleinen Unebenheiten der Wandfläche nicht nur nicht vermindert, sondern auch der Wandfläche in etwas die Eigenschaft des Harzes ertheilt. —

Beispiel II. Eine Trennungswand im Inneren eines Gebäudes gehöre mit der einen Seite einem Raume an, dessen Temperatur $t_1 = + 20^\circ$ und mit der anderen Seite zu einem Raume, in welchem die Lufttemperatur $t_a = 0^\circ$ herrscht (etwa zu einem Treppenhause). Diese Wand sei, wie beim vorherbetrachteten Beispiel angenommen, im wärmeren Raume mit einfacher Tapete bekleidet und ausserhalb (d. i. im Treppenhause) mit Oelfarbe gestrichen. Ferner sei die Wand (wie im ersten Beispiel) als Ziegelsteinmauer von $1\frac{1}{2}$ Steinstärke angenommen.

Da $t_a = 0$, so nehmen die Ausdrücke (28), (29) und (I) (siehe Seite 107) die einfachere Form an:

$$t_w = \frac{\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_2}\right) \cdot t_1}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}}, \quad t_o = \frac{\frac{1}{m_2} \cdot t_1}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}}$$

und

$$w = \frac{t_1}{\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}}$$

wobei, wie im Beispiel I, für vollkommene Trockenheit der Wand, im Mittel:

$$m = 2,325 \text{ oder } \frac{1}{m} = 0,43$$

während für beide Wandflächen $b = 0,8$, also

$$m_1 = 0,442 \cdot k''_i \cdot \beta_i \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right] \text{ und}$$

$$m_2 = 0,442 \cdot k''_a \cdot \beta_a \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a + 1 \right].$$

Wären die beiden Wandflächen von gleicher Beschaffenheit, so würde darum im Allgemeinen doch noch keine völlige Gleichheit dieser Faktoren bestehen können, weil deren Grösse von der Temperaturhöhe der Wärme abgebenden Flächen abhängt (vergl. Tabelle XIV), worauf hier ausdrücklich aufmerksam gemacht werden muss.

Nimmt man vorläufig eine Temperaturdifferenz von 50° zwischen den Wandflächen und der Luft inmitten der anschliessenden Räume an, so hat man zunächst nach den Tabellen XIV u. XV und nach der auf S. 107 gegebenen Erklärung:

$$\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i = 2,34 \times 0,625 = 1,463, \beta_i = 1,455,$$

$$\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a = 1,03 \cdot \left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i = 1,51 \text{ und } \beta_a = \beta_i$$

Danach ergibt die Rechnung $m_1 = 3,324$ oder $\frac{1}{m_1} = 0,3008$ und $m_2 = 3,424$ oder $\frac{1}{m_2} = 0,292$, wofür

$$t_w = \frac{(0,43 + 0,292) \cdot 20}{0,43 + 0,3008 + 0,292} = + 14,11^\circ \text{ und}$$

$$t_o = \frac{0,292 \cdot 20}{0,43 + 0,3008 + 0,292} = + 5,7^\circ$$

Setzt man die Annäherungsrechnung in gleichem Sinn wie beim ersten Beispiel fort, so findet man genauer

$$\frac{1}{m_1} = 0,2988, \frac{1}{m_2} = 0,3021, t_w = + 14,2^\circ \text{ und } t_o = + 5,86^\circ$$

so dass also das Ergebniss der ersten Rechnung schon als ziemlich genau gelten konnte.

Danach ist nun

$$w = \frac{20}{0,43 + 0,2988 + 0,3021} = 19,40 \text{ Calorien,}$$

während man nach dem amtlich angenommenen Normaltransmissionscoefficienten $(w) = 1,3 \times 20 = 26$ Calorien erhält, wenn die zwischen beiden Räumen bestehende Temperaturdifferenz ohne weiteres in Rechnung gesetzt wird.

Beispiel III. Einfache Fenster aus Glasscheiben von 0,002 m Dicke.

Da eine Durchfeuchtung der Glasscheiben als nicht eintretend zu erachten ist, so ist der Faktor ϱ der Formel (1) (siehe Seite 7) gleich 1 und man erhält für $t_w - t_o = 1$

$$m = \frac{k}{d} = \frac{0,75}{0,002} \text{ bis } \frac{0,90}{0,002} = 375 \text{ bis } 450$$

Diese bedeutende Grösse lässt, im Vergleich mit dem amtlichen Normal-Transmissionscoefficienten darauf schliessen, dass die beiden Flächentemperaturen der Glasscheibe sich nur um einen Bruchtheil eines Celsiusgrades von einander unterscheiden; wenn daher die wärmere Raumtemperatur $t_1 = +20^\circ$ und die Aussenlufttemperatur $t_a = -20^\circ$, so wird man für die erste Annäherungsrechnung sowohl die Innenflächentemperatur als auch die Aussenflächentemperatur der Glasscheiben zu 0° annehmen. Der sehr geringen Dicke der Glasscheiben wegen ist für die Aussenfläche derselben $a_a^{e'} = b_a = 0,8$ zu setzen (vergl. Erklärung auf S. 89 u. 106), während für die Innenfläche der Glasscheiben $a_i^{e'} = 0,5$ und $b_i = 0,8$ zu setzen ist; demnach ist das aus der Tabelle XIV entnommene Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$ für die Aussenfläche ohne Weiteres brauchbar, während es für die Innenfläche mit $\frac{0,5}{0,8} = 0,625$ zu multipliciren ist; d. h. man specialisirt:

$$m_1 = 0,442 \cdot k_i'' \cdot \beta_i \cdot \left[0,625 \cdot \left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right] \text{ und}$$

$$m_2 = 0,442 \cdot k_a'' \cdot \beta_a \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a + 1 \right]$$

wenn $\frac{w_1}{w_2}$ die aus der Tabelle XIV zu entnehmenden Werthe bezeichnet.

Für k_i'' und k_a'' sind die Fensterhöhen maassgebend; werden dieselben zu 1,6 m angenommen, so ergibt die Rechnung (nach der Formel (d) auf Seite 95) als (für die meisten Fenster jedenfalls nicht zu kleinen) Coefficienten $k'' = 2,267$ für beide Fensterflächen. Da aber $0,442 \times 2,267 = 1,00$, so hat man vereinfacht:

$$m_1 = \beta_i \cdot \left[0,625 \cdot \left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right] \text{ und } m_2 = \beta_a \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_a + 1 \right].$$

Der vorläufigen Annahme $t_w = t_o = 0^\circ$ entspricht hiernach $m_1 = 4,02$ oder $\frac{1}{m_1} = 0,2487$ und $m_2 = 4,754$ oder $\frac{1}{m_2} = 0,21035$, wonach man für $m = 450$ oder $\frac{1}{m} = 0,00222$ zunächst als erste Annäherungswerthe $t_w = -1,57^\circ$ und $t_o = -1,76^\circ$ erhält.

Weitere Annäherungsrechnung ergibt:

$$\frac{1}{m_1} = 0,24582, \frac{1}{m_2} = 0,21131, t_w = -1,41^\circ \text{ und } t_o = -1,59^\circ.$$

Es mag auffallend erscheinen, dass die Temperatur beider Fensterflächen in dem in Betracht stehenden Falle unter Null liegen, da ein Befrieren derselben mit Eis bekanntlich nicht stattfindet, wenn der Raum in der für die Berechnung vorausgesetzten gleichmässigen Weise auf $+20^\circ$ Cels. geheizt ist und der Wärmezustand gleichmässig erhalten wird; es ist jedoch zu beachten, dass die die Fensterflächen berührende Luft fortwährend in Bewegung ist (weil die äussere Luft sehr viel niedriger temperirt ist als die äussere Fensterfläche und die innere Fensterfläche sehr viel niedriger temperirt ist als die dieselbe berührende Raumluft) und deshalb rasche Verdunstung etwaiger Niederschläge an jeder der beiden Flächen des Fensters (trotz dessen Eistemperatur) bewirkt.

Nach den ermittelten Faktoren $\frac{1}{m}$, $\frac{1}{m_1}$ und $\frac{1}{m_2}$ würde sich der Wärmeverlust zu $w = \frac{40}{0,00222 + 0,24582 + 0,21131} =$

87,08 Calorien ergeben. Dies ist jedoch nur ein Theil des wirklichen Wärmeverlustes, nämlich — wie der Entwicklungsgang zur Aufstellung der Formel I klar erkennen lässt — nur die von der inneren Fensterglasfläche als weiterleitbar aufgenommene Wärmemenge, während die ausserdem noch direkt durch das Glas hindurchgestrahlte Wärmemenge in dem Betrage w nicht mit enthalten ist.

Der Betrag der direkt von der Raumluft durch das Glas hindurch an die Aussenluft gestrahlten Wärme wurde auf Seite 92 für die gleiche Temperaturdifferenz zwischen der Raumluft und der Aussenluft, wie sie hier in Betrachtung steht, um nur $5\frac{1}{2}$ Procent kleiner als der vorstehend ermittelte Betrag der Wärmeableitung w gefunden, und, wenn man den Betrag der auf Seite 92 für halb so grosse Temperaturdifferenz zwischen der Raumluft und der Aussenluft gefundenen direkten Durchstrahlung des Glases verdoppelt, so ist das Ergebniss sogar nur um 1 Procent kleiner als die vorstehend ermittelte Wärmeableitung.

Bei so geringer Verschiedenheit erscheint es zulässig, den durch direkte Wärmedurchstrahlung verursachten Wärmeverlust ohne Weiteres als ebenso gross anzunehmen, wie den durch Ableitung verursachten. Auch bei grösserer Glasdicke als sie für das vorliegende Beispiel angenommen wurde, nimmt die Wärmedurchstrahlung mit wachsender Glasdicke nicht viel rascher ab als die Wärmeableitung, so dass man für die gebräuchlichen Fensterglasdicken ganz allgemein die beiden Arten des Wärmeverlustes als gleichgross annehmen kann, weil es bei Rechnungen der hier vorliegenden Art weniger auf mathematisch genaue, als vielmehr auf praktisch sichere Ermittlung ankommt.

Sonach wäre also der wirkliche Wärmeverlust pro Quadratmeter der Fensterglasfläche unter den für das Beispiel vorausgesetzten Verhältnissen:

$$2 \cdot w = 174,16 \text{ Calorien}$$

Die Multiplikation des amtlichen Normalcoefficienten mit der zwischen der entfernteren Aussenluft und der Raumluft in-

mitten des geheizten Raumes bestehenden Temperaturdifferenz (40°) ergibt dagegen als Gesamtwärmeverlust $w = 5 \times 40 = 200$ Calorien, d. i. um 15 Procent mehr als die Wärmeübertragung durch die Fensterscheibe hindurch beträgt. Fügt man aber zu dieser Wärmeübertragung den durch Luftströmung durch die Fensterspalten hindurch verursachten Wärmeverlust, so findet man den nach dem Normaltransmissionscoefficienten berechneten Gesamtwärmeverlust für die meisten Fälle um mehr als 15 Procent zu niedrig (wie schon ein Blick auf das auf Seite 58 durchgeführte Beispiel lehrt).

Beispiel IV. Doppelfenster aus Glasscheiben von 0,002 m Dicke mit 0,125 m dicker Luftschicht zwischen den beiden Einzelfenstern.

Es giebt hier zweierlei Möglichkeiten, es ist entweder jedes der beiden Einzelfenster luftdicht geschlossen oder es liegt die Möglichkeit der Luftströmung durch die Spalten hindurch vor. Der erste dieser beiden Fälle dürfte wohl selbst dann nicht vollständig zutreffen, wenn jede Fuge aufs sorgfältigste abgedichtet ist, doch ist seine Betrachtung als Grenze der Möglichkeit von Interesse.

Angenommen, die zwischen den beiden Einzelfenstern befindliche Luftschicht stehe in keiner Weise mit der übrigen Luft in Communication, sei aber der kalten Aussenluft entnommen. In diesem Falle nimmt ihr Feuchtigkeitsgehalt jedenfalls nicht zu und man kann in dem Ausdruck, welcher auf Seite 14 für die auf 1 Grad Temperaturdifferenz der beiden Begrenzungsflächen der Doppelfensterwand bezogene Wärmeleitungsfähigkeit derselben gefunden wurde, $\varrho' = 1$ setzen, sodass hiernach

$$(w) = m = 0,1599 \text{ und } \frac{1}{m} = 6,2539.$$

Ist die Raumlufthtemperatur $t_1 = +20^{\circ}$ und die Aussenlufttemperatur $t_a = -20^{\circ}$, so findet man für den in Betrachtung stehenden Fall als Temperatur der inneren Fläche des Doppelfensters $t_w = +18,28^{\circ}$ und als Temperatur der äusseren Fläche des Doppelfensters $t_o = -18,15^{\circ}$, sowie als Wärmeverlust durch Leitung allein $w = 5,82$ Calorien.

War die zwischen den Einzelfenstern luftdicht eingeschlossene Luftschicht aus dem warmen Raume entnommen, so stieg ihr Feuchtigkeitsgehalt alsbald beträchtlich; nimmt man an, derselbe sei um den denkbar höchsten Betrag von 50 Procent gestiegen, so ist, weil das specifische Gewicht des Wasserdunstes bei der in Betrachtung stehenden niedrigen Lufttemperatur nur unwesentlich grösser ist als dasjenige der Luft, die vermehrte Raumcapacität der Luft höchstens auf $0,5 \cdot (0,0013^* - 0,000308) = 0,000496$ und die specifische Wärmeleitungsfähigkeit der Luft ist danach $0,02 \cdot \left(\frac{0,000308 + 0,000496}{0,000308} \right) = 0,0522$ zu veranschlagen.

Setzt man diese Zahl in den auf Seite 14 aufgestellten Ausdruck anstatt 0,02 ein, so erhält man

$$m = (w) = \frac{1}{\frac{0,002}{0,9} + \frac{0,125}{0,0522} + \frac{0,002}{0,9}} = 0,417 (= 0,1599 \cdot \varrho')$$

es wäre demnach $\frac{1}{m} = 2,399$ und man findet hierzu weiter

$$\frac{1}{m_1} = 0,2791 \text{ und } \frac{1}{m_2} = 0,2817, \text{ sowie ferner } t_w = + 16,23^\circ,$$

$t_o = - 16,19$ und den Wärmeverlust durch Leitung allein $w = 13,51$ Calorien.

Für gewöhnlich liegen indessen die Verhältnisse ganz anders und man findet selbst bei den beschliessenden (nicht besonders abgedichteten) Fenstern, dass die mittlere Temperatur der zwischen den beiden Einzelfenstern befindlichen Luftschichte ungefähr gleich dem arithmetischen Mittel der im Raume und im Freien herrschenden Temperaturen — genau, je nach der Verschiedenheit der Dichtheit der beiden Fenster entweder bis zu drei Grad niedriger oder höher als dieses arithmetische Mittel — ist. Es empfiehlt sich daher, bei Bestimmung der Wärmeübertragung durch das Doppelfenster (abgesehen von der durch die Spalten hindurchdringenden Luftmenge, welche ja auch direkt Wärme überträgt), ein ein-

*) Das Gewicht eines Cubicdecimeters Wasserdunst zu 0,0013 angenommen.

faches Fenster in Rechnung zu ziehen, auf dessen Aussenseite eine Lufttemperatur besteht, welche dem arithmetischen Mittel aus der Raumlufthtemperatur und der im Freien herrschenden Temperatur gleich ist. Im Falle der Aussenlufttemperatur $t_a = -20^\circ$ und der Raumlufthtemperatur $t_1 = +20^\circ$ würde man also ein einfaches Fenster in Betracht zu ziehen haben, ausserhalb dessen die Lufttemperatur $t_a = 0^\circ$ herrscht.

Setzt man in diesem Falle, wie bei Beispiel III, $m = 450$, also $\frac{1}{m} = 0,00222$, so ergibt sich des Weiteren $\frac{1}{m_1} = 0,26257$, $\frac{1}{m_2} = 0,19855$, sowie als Innenflächentemperatur $t_w =$ ungefähr $+8,66^\circ$, als Aussenflächentemperatur des inneren Einzel Fensters $t_o =$ ungefähr $+8,57^\circ$ und als wirklicher Wärmeverlust durch Leitung und Strahlung $2 w = 2 \cdot 43,16 = 86,32$ **Calorien**, während die Multiplication des amtlichen Normalcoefficienten mit der zwischen der Raumlufthtemperatur und der Aussenluft im Freien bestehenden Temperaturdifferenz $2,4 \times 40 = 96$ **Calorien** als Gesamtwärmeverlust ergibt, d. i. um etwa 10 Procent mehr als der Verlust durch Wärmeübertragung durch die Glasflächen hindurch, welcher Procentsatz als Zuschlag in vielen Fällen gerechtfertigt ist, oft aber doch dem Einfluss der Fensterspalten nicht genügend Rechnung trägt.

VIII. Einfluss des Niederschlagens und des Verdunstens von Feuchtigkeit an Wandflächen auf den Wärmeverlust.

Eine feuchte Wand lässt leicht Wasser verdunsten, wenn dazu Gelegenheit geboten ist und diese ist fast immer geboten, wenn die Wandfeuchtigkeit nicht von der sie berührenden Luft selbst herrührt; dieser Fall tritt im Allgemeinen nur ein, wenn der Sättigungsgrad der Luft durch starke Abkühlung an der Wand selbst erheblich gesteigert wird. Die Verdunstung er-

folgt stets unter Entziehung von Wärme von der Wandfläche, und um den Betrag dieser Wärmeentziehung wird die Wärmeabführung durch die Wand vermehrt oder vermindert, je nachdem die Verdunstung an der Aussenfläche oder an der Innenfläche der Wand erfolgt.

Wenn andererseits Wasserdampf sich in tropfbarflüssigem Zustand an der Wandfläche niederschlägt, so giebt er an dieselbe seine gebundene (latente) Wärme ab und es wird um deren Betrag die Wärmeabführung der Wand nach aussen vermindert, wenn der Niederschlag an der Aussenfläche erfolgt, und vermehrt, wenn er an der Innenfläche erfolgt.

Ob solche Vermehrung oder Verminderung der Wärmeabführung der Wand nach aussen einen Einfluss auf den zur Raumheizung nothwendigen Wärmearaufwand hat und welchen, ergiebt sich nur aus eingehenderen Erwägungen.

Wird die Aussenfläche durch Regen, Schnee oder an ihr zerfliessenden Hagel benässt, so entspricht der Benässung stets eine vermehrte Wärmeabgabe nach aussen, weil diese atmosphärischen Niederschläge sich nicht an der Wand sondern vor ihrem Niederfallen in der freien Atmosphäre bilden und an der Wand immer sofort (schon während des Regens, Schneefalls oder Hagelfalls) in mehr oder weniger grossem Betrage verdunsten, wobei Schnee und Hagel ausser der Verdampfungswärme auch noch Verflüssigungswärme der Wandfläche entziehen.

Schlägt sich Dampf an der äusseren Wandfläche nieder, wie es in industriellen Anlagen, sowie auch in der Nähe von Waschküchen und sehr oft auch in der Nähe von Kochküchen vorkommt, so erfolgt dieser Niederschlag stets mehr unter dem Einfluss der äusseren Luft (aus welcher er oft in feinem Sprühregen gegen die Wand fällt), als unter dem der Wandflächen-temperatur; die dem Niederschlag entsprechende Wärmeabgabe kommt desshalb auch nur in geringem Betrage der Wandfläche zugut, dafür aber wird derselben auch — insoweit dieser Niederschlag nicht in die Wand eindringt, sondern an der Oberfläche wieder verdunstet — die zum theilweisen Wiederverdunsten des Niederschlags erforderliche Wärmemenge ent-

zogen, sodass das Niederschlagen und das Verdunsten an und für sich auf die Wärmeführung der Wand keinen Einfluss haben, insoweit nicht der Niederschlag die Durchfeuchtung der Wand bewirkt und dadurch deren Wärmeleitungsfähigkeit erhöht.

Wandfeuchtigkeit, welche nach dem Raume hin verdunstet, wird von der Luft, welche die Wand von aussen nach innen durchströmt, mitgenommen und allerdings auf Kosten der Wandwärme in Dampfform übergeführt; eine solche Verdunstung hat demnach auch eine Verminderung der Wärmeabführung der Wand nach aussen zur Folge, aber derselbe Wärmebetrag, welcher der Wärmeabführung nach aussen entzogen wird, wird zur Dampfbildung aufgewendet und in der Dampfform latent, geht also der Raumluftwärme verloren, sodass es völlig zwecklos ist, die Verdunstung bei der Ermittlung des Wärmeverlustes irgendwie zu berücksichtigen. Allerdings darf dabei nicht vergessen werden, den Einfluss der Durchfeuchtung der Wand auf die Wärmeleitung in Rechnung zu ziehen (vergl. insbesondere Beispiel I in Abtheilung VII).

Wird eine Wand in dem zu heizenden Raume mit Wasser besprengt (etwa um die Raumlufftfeuchtigkeit zu erhöhen), so entzieht wohl dieses Wasser beim Verdunsten der Wandfläche selbst Wärme und vermindert demzufolge deren Temperatur, zugleich aber auch die Temperatur der Luft, so dass man dieser, um sie auf gewünschte Temperaturhöhe zu bringen, mehr Wärme zuführen muss und zwar um so viel mehr Wärme, dass die Wandtemperatur nicht niedriger ist als in dem Falle, in welchem man die Wand nicht mit Wasser besprengt; es muss demnach thatsächlich der sonst nöthige Wärmearaufwand um den Betrag der zur Verdampfung des Wassers nöthigen Wärmemenge erhöht werden.

Wenn endlich im Raume selbst sich Dampf — sei es direkt erzeugter oder aus der Luft — an den Wänden niederschlägt, so nehmen diese die freiwerdende Verdampfungswärme auf und übertragen, um ihren Betrag mehr Wärme als sonst an kältere Aussenluft (wenn die Aussenluft eine höhere Temperatur besitzt als die Raumlufft, so vermindert die in die

Wände eindringende Verdampfungswärme die Wärmeleitung der Wände von aussen nach innen). Die freiwerdende Verdampfungswärme ist hierbei immer für die Raumluft selbst verloren und man hat zur Beheizung des Raumes in der kälteren Jahreszeit genau die gleiche Wärmemenge zu erzeugen, als wenn sich kein Wasserdampf an den Wänden niederschläge, die Wand aber durchfeuchtet ist. Soll das Wasser, welches sich an den Wänden niedergeschlagen hat, wieder im Raume verdunstet werden, so muss die Wärmeerzeugung um die Verdampfungswärme erhöht werden, und soll das Niederschlagen von Wasser an den Wänden überhaupt verhindert werden, so muss die Temperatur der Wandflächen durch vermehrte Heizung erhöht werden. Man sieht also, dass, wenn Wasserdampf in einem Raume erzeugt wird, die nöthige Beheizung nicht etwa vermindert, sondern im Gegentheil vermehrt werden muss, um die Luft zu befähigen, den erzeugten Wasserdampf vollständig in sich aufzunehmen, oder es muss für Luftwechsel gesorgt werden und dann muss eben um den Betrag der zur Beheizung der einzuführenden Frischluft nöthigen Wärmemenge mehr Wärme erzeugt werden, als wenn ein solcher Luftwechsel nicht bewirkt wird. Natürlich braucht bei Vermeidung des Niederschlagens von Wasser an den Wänden im Allgemeinen eine Durchfeuchtung der letzteren nicht in Rechnung gezogen zu werden.

Die vorstehenden Betrachtungen ergeben kurz zusammengefasst die folgende Lehre:

Direkte Niederschläge von Wasserdampf an den Wandflächen, sowie die Verdunstung der Durchfeuchtung einer Wand sind, als den Wärmeverlust beeinflussend, nicht besonders zu berücksichtigen, da sie denselben nur in der Art, nicht aber dem absoluten Werthe nach beeinflussen; für Verdunstungen an den Wandflächen dagegen ist immer ein zusätzlicher Wärmeverlust in Anrechnung zu bringen, gleichviel ob diese Verdunstungen an Innenflächen oder an Aussenflächen erfolgen.

Die in der Zeiteinheit verdunstenden Mengen sind natürlich sehr verschieden, da sie um so grösser sind, je rascher sich die Luft an den benässten Flächen vorbeibewegt, je geringer der Sättigungsgrad dieser Luft ist und je grösser die auf die benässten Flächen einwirkenden Wärmemengen sind. Diese Beziehungen lassen sich wohl durch eine mathematische Formel ausdrücken; eine solche würde jedoch an vorliegender Stelle von untergeordnetem Werthe sein, da man dafür Annahmen machen müsste, für welche maassgebende Untersuchungen bislang fehlen; es erscheint hiernach am zweckmässigsten, den Leser zu eigenen Beobachtungen zu veranlassen, denen die folgenden Erwägungen zu Grunde zu legen sind.

Wie dick eine Wasserschichte ist, die an einer glatten, senkrechten Fläche anhaftet, entzieht sich zwar direkter Beobachtung, doch bieten dafür die im Winter vorkommenden Eisbeschläge einigen Anhalt. Da die dünnsten vorkommenden Eisbeschläge zu $\frac{1}{20}$ mm geschätzt werden können, so wird man nicht weit fehlen, wenn man die Dicke einer wirklichen Wasserbedeckung ebenfalls zu $\frac{1}{20}$ mm veranschlägt und einen dem Hauch ähnlichen Fensterbeschlag je nach seiner Dichtigkeit als $\frac{1}{80}$ bis $\frac{1}{20}$ mm dick annimmt.

Wie lange es dauert, bis ein benässtes Fenster nach dem Aufhören des Regens vollständig getrocknet ist, lässt sich leicht beobachten und auf Grund des Beobachtungsergebnisses ist es leicht möglich, zu berechnen, wie gross die Wärmemenge sein kann, welche dem Fenster zur Wasserverdunstung in der beobachteten Zeit entzogen worden ist; da aber die während der Dauer des Regens erfolgende Verdunstung annähernd derjenigen gleich ist, welche unmittelbar danach beobachtet wird, so ist man auch in der Lage, berechnen zu können, welche Wärmemenge dem Fenster während der ganzen Regendauer zu Gunsten der Wasserverdunstung entzogen worden ist.

Wahrscheinlich verdunstet an jeder anderen senkrechten Wandfläche genau ebenso viel Regenwasser, als an einer Fenster-

fläche, während der übrige Theil des Regenwassers theils abläuft, theils in die aufnahmefähigen Wände eindringt. Wird dies als zutreffend angenommen, so ist man in der Lage, zu berechnen, welche Wärmemenge während einer bestimmten Regendauer den Wänden durch Wasserverdunstung entzogen werden kann.

Angenommen, es werde durchschnittlich bei völliger Windstille und einer Aussentemperatur von $+ 5^{\circ}$ Cels. binnen 30 Minuten eine an Fenstern anhaftende Wasserschichte vollständig verdunstet, so entspricht dies stündlich pro Quadratmeter Fläche einer Wassermenge von

$$1000000 \times \frac{1}{20} \times \frac{60}{30} = 100000 \text{ Cubicmillimeter oder} \\ 0,1 \text{ Cubicdecimeter} = 0,1 \text{ Kilogramm.}$$

Nach Regnault erfordert aber 1 Kilogramm Wasser zur Ueberführung in Dampf von t Grad eine Wärmemenge

$$w_3 = 606,5 + 0,305 \cdot t - t_0$$

wenn t_0 die Temperatur des zu verdampfenden Wassers ist, welche hier annähernd mit derjenigen der Wandfläche übereinstimmt.

Für das in Betrachtung stehende Beispiel ist $t = + 5^{\circ}$ und t_0 annähernd $+ 12^{\circ}$, wenn die Raumtemperatur $+ 20^{\circ}$ beträgt; der zur Verdampfung von 0,1 Kilogramm Wasser nöthige Wärmebedarf ist daher

$$0,1 \cdot (606,5 + 0,305 \cdot 5 - 12) = 59,55 \text{ Calorien.} \quad (30)$$

Da die Wasserverdunstung in der Regel noch rascher vor sich geht, als bei dem vorliegenden Beispiel angenommen wurde, so übersieht man, dass der Wärmeverlust während des Regens oft in ganz bedeutendem Maasse erhöht wird.

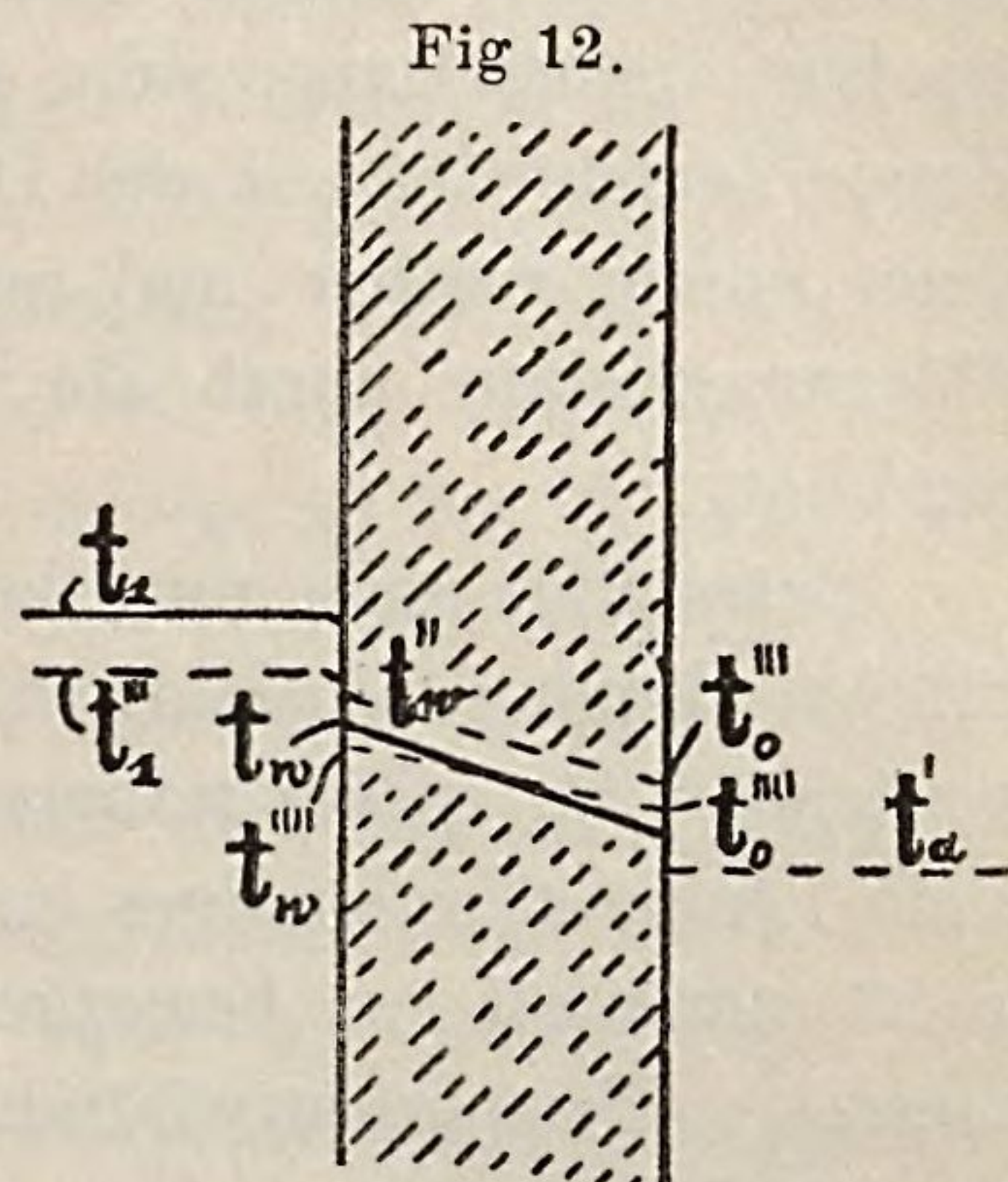
Dass sich die äussere Fläche einer senkrechten Wand mit Schneewasser oder mit dem aus Hagel herrührenden Schmelzwasser vollständig bedeckt, gehört zu selteneren Vorkommnissen, immerhin wird man aber gutthun, auch diesen Fall ins Auge zu fassen und dafür pro Kilogramm verdunstenden Niederschlages der Wandfläche

$$w_4 = 685,5 + 0,305 \cdot t - t_0 \text{ Calorien} \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

als Wärmeaufwand zu rechnen.

Unterbricht man nun die Heizung, so findet zunächst, beim Sinken der Raumlufthtemperatur bis zur ursprünglichen Höhe t_1 eine etwas raschere Abnahme der Innenflächentemperatur statt und beim Erreichen der Temperaturhöhe t_1 erfolgt der Temperaturverlauf in der Wand

etwa nach der Linie $t_w''' t_o'''$ (Fig. 12), welche weniger stark geneigt ist als die Linie $t_w t_o$ (und auch noch über derselben liegen kann). Demzufolge ist jetzt die Wärmeabführung der Wand geringer als zuvor und man reicht mit verminderter Heizung aus.



Lässt man die Heizung vollständig unterbrochen, so sinkt die Raumlufthtemperatur weiter, aber immer langsamer, weil sich zugleich auch noch fortgesetzt die Differenz zwischen den beiden, ebenfalls abnehmenden Flächentemperaturen der Wand vermindert; doch geht auch diese Verminderung jetzt langsamer und immer langsamer vor sich. Ein diesem Verlauf entsprechender Zustand ist durch die Höhenlagen von t_1''' , t_w''' und t_o''' in Fig. 12 gekennzeichnet.

Denkt man sich die Raumlufthtemperatur noch immer weiter und weiter abnehmend, so übersieht man, dass dabei noch immerfort die Differenz der Flächentemperaturen ebenfalls abnimmt und diese selbst sinkend um abnehmende, aber immerfort gegenseitig annähernd gleiche Beträge von den Temperaturen der angrenzenden Luft differiren, bis endlich diese Beträge gleichzeitig Null werden, in welchem Falle alle Temperaturen einander gleich geworden sind. Dieser Grenzfall kommt in der kälteren Jahreszeit in nordischen Gegenden für einen abgeschlossenen Raum selbst dann nur selten vor, wenn dieser Raum niemals geheizt wird, weil eben die Wärmebewegung in den Wänden, welche nicht aus guten Wärmeleitern bestehen und nicht allzu dünn sind, äusserst langsam vor sich geht, wenn die Raumlufthtemperatur und die Aussen-

lufttemperatur nicht mehr erheblich von einander verschieden sind, aber die Verschiedenheit dieser beiden Temperaturen kann für einen längere Zeit über nicht geheizten Raum auch nie für längere Dauer sehr gross sein, weil mit dem Wachsen dieser Verschiedenheit die Differenz der Wandflächentemperaturen immer rascher und rascher wächst und damit auch die Wärmebewegung durch die Wand immer rascher und rascher zunimmt.

Betrachtet man nun den Fall des Anheizens eines abgekühlten Raumes hinsichtlich solcher dickeren Wände, wie sie vorstehend für Temperaturbeeinflussung von aussen und langsame Temperaturabnahme im Raume ins Auge gefasst wurden, so ist zunächst zu bemerken, dass man beim Anheizen so langsame Temperaturveränderungen nicht wünscht, wie sie beim Abkühlen oder bei Aenderungen der Aussenlufttemperatur vorkommen. Wenn aber die Temperatur der Raumluft rasch auf eine erwünschte Höhe gebracht wird, so kann die Wärmebewegung in der Wand nicht ebenso rasch folgen.

Zieht man als bekannteres Vergleichsobject wieder den Wasserlauf in Betracht, mit dessen Bewegungsgesetzen die Gesetze der Wärmebewegung sehr viel Aehnlichkeit haben, so ist daran zu erinnern, dass plötzliche Zuströmung starker Wassermassen nicht nur eine Anstauung des Wasserlaufes an der Zuströmungsstelle bewirkt, sondern dass diese Stauung sich auch als solche fortbewegt und sich nur dabei auf ihrem Wege allmählig mehr und mehr in die Länge streckt und dafür an Höhe entsprechend abnimmt.

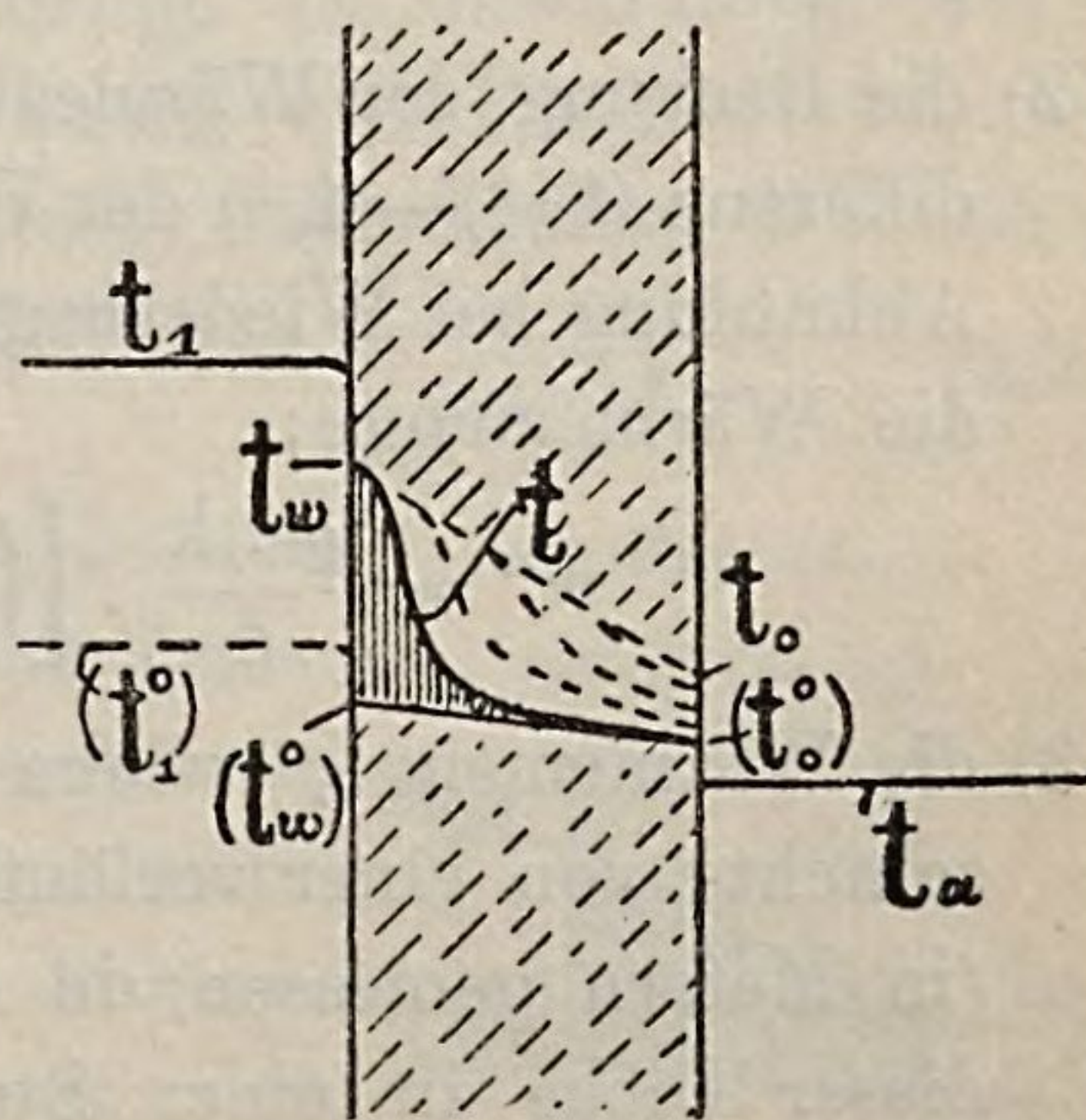
Bei dem Wasserlauf in gefüllter Rohrleitung, welcher als Vergleichsobject für die Wärmebewegung durch Decke und Fussboden in Betracht zu ziehen wäre, tritt an die Stelle der sichtbar fortschreitenden angestauten Welle, mit dem gleichen Resultat, die fortschreitende Bewegung des plötzlich an der Einlaufstelle stark vermehrten Druckes, indem hiernach, nach mehr oder weniger langem Zeitverlauf, auch eine plötzliche Ausflussvermehrung an der Auslaufstelle der Rohrleitung wahrnehmbar wird, und, wenn der Druck an der Einlaufstelle plötzlich wieder stark vermindert wird, so macht sich auch

dieser Umstand durch fast plötzliche Wiederverminderung der Ausströmung an der Auslaufstelle bemerkbar. Plötzliche Erhöhung des Wasserspiegels in einem offenen Wasserlauf und plötzliche Druckerhöhung für einen Wasserlauf in gefüllter Rohrleitung kommen demnach in völlig gleichartiger Weise, nur dort als sichtbare Wellenbewegung und hier als verdeckter Wellenbewegungsimpuls zur Geltung. In der Physik, welche wohl die sichtbare Wellenbewegung des Wassers zum Vergleich mit der Schall-, Licht- und Wärmebewegung in Betracht zieht, hinsichtlich der Schallbewegung in geschlossener Röhre aber von dem Vergleich mit der Wasserbewegung in gefüllter Rohrleitung absieht, unterscheidet man beide Arten der Bewegung der Bezeichnung nach als transversale und longitudinale Wellenbewegung (oder Schwingung), erkennt aber die Bewegungsgesetze für beide Fälle als gleichartig an.

Auf Grund solcher Erwägungen benöthigt die Wärmebewegung durch wagerechte Wände überhaupt keiner gesonderten Betrachtungen, da auf sie die für senkrechte Wände angestellten Betrachtungen ohne Weiteres anwendbar sind.

Bei der Wärmebewegung durch eine schwachleitende Wand treten unter analogen Verhältnissen stets ganz analoge Erscheinungen ein wie beim Wasserlauf, nur mit dem Unterschiede, dass sich, des bedeutenden Widerstandes wegen, die Temperaturbewegung in der Wand auf sehr kleinem Wege, genau analog der dort (beim Wasserlauf) auf sehr grossem Wege vor sich gehenden Wasserbewegung, vollzieht; d. h. bei rascher starker Erhitzung der Raumluft wird sich die Wärmezunahme zuerst nur auf die der Innenfläche der Wand zunächst befindlichen Massentheilchen fortpflanzen und in diesen eine starke Temperaturerhöhung bewirken, vor diesen Massentheilchen nach aussen hin aber ihren Einfluss rasch verlieren. Es wird

Fig. 13.



hiernach im Anfang, nachdem die Raumlufthtemperatur rasch von (t_1^0) Grad auf t_1 Grad erhöht ist, der Temperaturverlauf in der Wand etwa dem der Curve $\widehat{t_w t(t_o^0)}$ in Figur 13 entsprechen, wenn in dieser die Linie $\widehat{(t_w^0)(t_o^0)}$ den vor der Anheizung in der Wand erfolgten Temperaturverlauf und t_a die Aussenlufttemperatur kennzeichnet. Beim weiteren Verlaufe der Heizung verschiebt sich dann die Temperaturstauung ganz allmählig unter gleichzeitiger Abnahme der Stauungshöhe mehr und mehr nach aussen im Sinne der in Figur 13 punktirten Curven.

Frägt man nun nach dem zum Anheizen erforderlichen Wärmeaufwand, so übersieht man, dass hierzu erforderlich ist

- 1) die Temperatur der Raumlufth von der Höhe (t_1^0) auf die Höhe t_1 zu bringen, wozu ein Wärmeaufwand nöthig ist von der Grösse

$$w' = L \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_1^0} \cdot t_1^0) \cdot 1000 \quad . \quad . \quad (32)$$

wenn c_{v_1} und $c_{v_1^0}$ die den Temperaturen t_1 und t_1^0 entsprechenden Raumcapacitäten der Luft, bezogen auf 1 Cubicdecimeter und L den Luftinhalt des Raumes in Cubicmetern bezeichnen (die Berechnung nach dieser Formel ist mit Benutzung der Tabelle IX auf Seite 48 auszuführen);

- 2) die Deckung der Wärmeableitung, welche der Temperaturdifferenz $(t_w^0) - (t_o^0)$ der Wandflächen (zur Zeit der grössten Abkühlung bei Wiederbeginn des Heizens) entspricht, d. i. die Wärmemenge:

$$w'' = \frac{e \cdot k}{d} \cdot [(t_w^0) - (t_o^0)] \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

- 3) die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um eine Wandschichte von einer vorläufig mit δ zu bezeichnenden Dicke (in Metern gemessen) in einer Minute, oder von 60 mal dieser Dicke in einer Stunde von der Temperatur (t_w^0) auf die Temperatur t_w zu bringen, d. i.

$$\begin{aligned} w''' &= 60 \cdot O \cdot \delta \cdot c_v \cdot [t_w - (t_w^0)] \cdot 1000 = \\ &6000 \cdot O \cdot \delta \cdot c_v \cdot [t_w - (t_w^0)] \quad . \quad . \quad . \quad (34) \end{aligned}$$

wenn O die Oberfläche der in Betrachtung zu ziehenden Wand, in Quadratmetern und c_v die Raumcapacität der Wand (als homogen vorausgesetzt) oder die Raumcapacität des Materials an der inneren Oberfläche (wenn diejenige des nach aussen hin davor befindlichen Materials nicht grösser ist, in welchem Falle dessen Raumcapacität oder eine mittlere Raumcapacität in Rechnung zu setzen ist), bezogen auf 1 Cubicdecimeter (vergl. Tabelle III auf S. 24) bezeichnet. Hinsichtlich der Dicke δ liegt (nach Péclet'schen Versuchen) kein Grund vor, dieselbe grösser als 0,001 Meter (1 Millimeter) zu wählen; jedenfalls aber braucht 60δ für schlechtleitende schwache Wände nicht grösser zu sein als deren Dicke (für sehr dünne Wände gelten andere Bestimmungen, siehe u.);

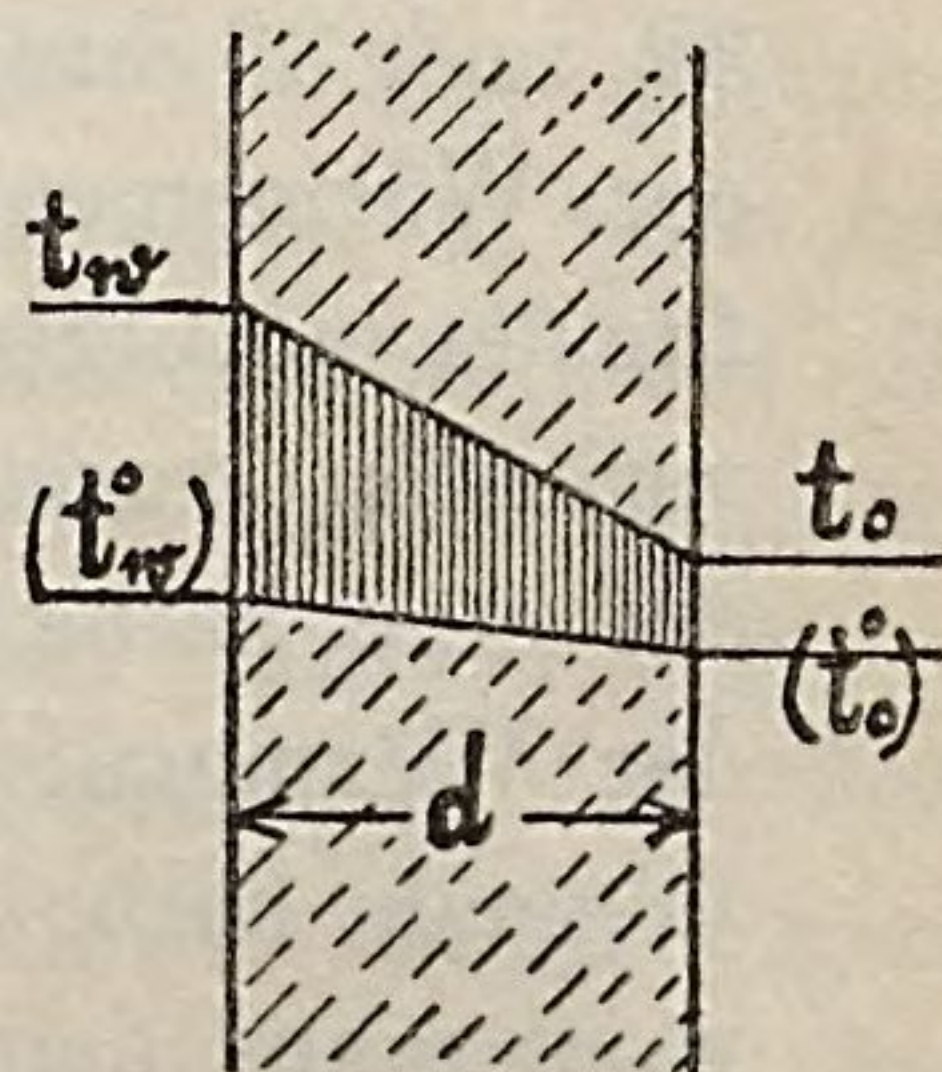
- 4) die Deckung aller sonst während der normalen Raumlufttemperatur t_1 auftretenden Wärmeverluste.

Bei Wänden von sehr geringer (bis zu 3 mm) Dicke überhaupt oder bei sehr gutleitenden Wänden bis zur Dicke von 10 mm (insbesondere bei einfachen Fenstern, eisernen Thüren, eisernen Läden etc.) treten zwar ähnliche Erscheinungen auf wie bei dickeren schwachleitenden Wänden; aber die Bewegung der Wärmestauung durch die ganze Wanddicke hindurch ist höchstens nach Minuten zu veranschlagen. Es empfiehlt sich desshalb für solche Wände sofortige Durchwärmung anzunehmen und, unter Beibehaltung der Formel 32, die Formel 33 für mittlere Temperaturen umzuformen, d. h. nach

$$w'' = \varrho \cdot \frac{k}{d} \cdot \left(\frac{t_w + (t_w^0)}{2} - \frac{t_o + (t_o^0)}{2} \right) \cdot \dots \quad (33a)$$

zu rechnen und in Formel 34 die in der Mittelebene der Wand erforderliche Temperatursteigerung (für $t_w - t_w''$) einzuführen und von dem Zeitverlauf abzusehen, d. h. einfach die bis zum Ende der Anheizzeit erfolgte Temperaturerhöhung der Wand nach dem in Figur 14 angedeuteten Schema in Rechnung zu setzen, wonach sich ergibt:

Fig. 14.



$$w''' = 0 \cdot \delta' \cdot c_v \cdot \left[\frac{t_w - (t_w^0) + t_o - (t_o^0)}{2} \right] \cdot 1000 =$$

$$= 500 \cdot 0 \cdot \delta' \cdot c_v \cdot [t_w - (t_w^0) + t_o - (t_o^0)] \quad . \quad (34a)$$

wenn δ' die ganze Wanddicke in Meter (Bruchtheilen) ausgedrückt, bezeichnet.

Die Summe der Wärmemengen w' , w'' , w''' und der sonstigen Wärmeverluste nach den in den Abtheilungen III, IV und V aufgestellten Formeln ergiebt den zum Anheizen erforderlichen Wärmebedarf, wenn Folgendes beachtet wird:

Die Formeln 32 und 34 lassen die Wanddicke ausser Berücksichtigung (wenn nicht zufällig $60 \cdot \delta$ gleich der Wanddicke ist) und ausserdem bezieht sich die Formel 34 auf eine Stunde; die Summe der erwähnten Wärmemengen mit Benutzung der Formeln ergiebt demnach diejenige Wärmemenge, welche binnen einer Stunde der Raumluft zugeführt werden muss, um am Ende dieser Stunde im Raume die Lufttemperatur t_1 zu haben. Damit ist dann aber noch keine Sicherheit geboten, dass nach Ablauf dieser Stunde diejenige Wärmeeinführung genügend ist, welche bei constantbleibender Wandwärme (im Beharrungszustand) aufzuwenden ist; vielmehr ist so lange in gleichem Maasse weiter zu heizen, bis die Raumlufttemperatur zu steigen beginnt, was (bei gleichbleibender Aussentemperatur) ein Zeichen dafür ist, dass die Wände alle durchgeheizt sind.

Soll schon in einer halben Stunde soweit angeheizt werden, dass am Ende derselben die Raumlufttemperatur t_1 erreicht ist, so ist das Ergebniss der Formel 34 zu halbiren (entsprechend einer Einhaltung der Wärmestauung während 30 Minuten), die Ergebnisse der Formeln 32 und 33 hingegen sind ungeändert in die Summirung der Wärmemengen einzuführen; natürlich ist dann auch für den nöthigen Wärmeaufwand, welcher von den Wärmeverlusten durch Luftströmung verursacht wird, nur der auf eine halbe Stunde entfallende zu addiren. Inwieweit der Wärmeaufwand für die erste halbe Stunde auch für folgende halbe Stunden noch erforderlich ist, ergiebt sich wieder aus dem Steigen der Raumlufttemperatur.

Hinsichtlich der Formeln 33a und 34a ist zu beachten, dass dieselben von der Zeitdauer des Anheizens unabhängig sind; es müssen diese Wärmemengen in Summa mit den übrigen Verlusten unter allen Umständen innerhalb derjenigen Zeit gedeckt werden, zu deren Ende man die Raumlufthtemperatur t_1 (Formel 32) zu haben wünscht.

Ergiebt die Summirung der Rechnungsergebnisse der Formeln 32, 33, 34 und sonstiger Wärmeverluste nach den in den Abtheilungen III, IV und V aufgestellten Formeln, bzw. die Summe dieser letzteren und der Formeln 32, 33a und 34a einen für die Deckung innerhalb einer Stunde als zu gross erachteten Ueberschuss über den sonst während constantbleibenden Wärmezustandes der Wände (Beharrungszustand) erforderlichen Wärmeaufwand, so kann man zwar auch mit geringerem Ueberschuss allmählig dem Beharrungszustand näher kommen, aber es kann währenddessen die sonst erwünschte Raumlufthtemperatur **nicht** erzielt werden (wenn nicht die Aussenlufttemperatur inzwischen steigt). Man kann mit einem zu geringen Ueberschuss über den normalen (im Beharrungszustand) erforderlichen Wärmeaufwand die Erzielung der erwünschten Raumlufthtemperatur so weit verzögern, dass dadurch die ganze Heizungsanlage discreditirt wird, zumal man auch für die verzögerte Deckung des Wärmeverlustes der Wand nicht eines geringeren Wärmeaufwandes bedarf, als wenn die Deckung sofort in hinreichendem Maasse begonnen wird; die Ersparniss, welche man bei Verzögerung dieser Deckung bewirkt, ist immer nur die der Raumlufth vorenthaltene Wärmemenge, mit deren Gewinn kein Auftraggeber einverstanden ist.

Die Rechnung nach den Formeln 32 bis 34a erfordert die Kenntniss der Temperaturen (t_1^0) , t_w , (t_w^0) , t_o und (t_o^0) . Wie man bei Kenntniss der Raumlufthtemperatur und der Aussenlufttemperatur, die Wandflächentemperaturen nach den Formeln 28 und 29 (auf S. 107) berechnen kann, wurde an Beispielen (auf S. 108 bis 120) zur Genüge gezeigt; man übersieht aber nach diesen Beispielen, dass man die Wandtemperaturen auch mit grosser Annäherung abschätzen kann und, dass

man bei ungenügender Abschätzung durch einmalige Rechnung nach den Formeln 28 und 29 schon ziemlich genaue Werthe erhält. Es handelt sich demnach wesentlich nur noch um die Ermittlung der Lufttemperatur (t_1^0), welche nach gegebener Dauer der Heizungsunterbrechung in einem Raume, dessen Heizung projectirt werden soll, wahrscheinlich eintreten wird.

Um darüber entscheiden zu können, müssen die Wirkungen der verschiedenen Heizungseinrichtungen selbst in Betracht gezogen werden.

Wenn in einem Thonkachel-Ofen das Feuerungsmaterial gänzlich zu Asche verbrannt ist und man schliesst alsdann den Feuerherd ab, so ist damit für den Raum, in welchem sich der Ofen befindet, die Heizung noch lange nicht unterbrochen, ja sie wird dann unter Umständen erst recht beginnen. Ein solcher Kachelofen wirkt eben vorzugsweise als Wärmereservoir, dessen Wirkung nach und nach wächst bis die einzelnen Theile desselben alle von innen nach aussen gleichmässig erhitzt sind und die Raumluft ihren höchsten Temperaturgrad erreicht hat, worauf seine Wärmeabgabe an die Luft fortgesetzt in dem gleichen Maasse erfolgt, in welchem die Luft selbst Wärme an die Raumwände abgibt, bis die Temperatur des Kachelofens so weit abgenommen hat, dass er die Wärmeabgabe der Luft nicht mehr rasch genug decken kann oder bis seine Temperatur durchweg derjenigen der Luft selbst gleich geworden ist. (Letzteres wird im Allgemeinen der Fall sein, wenn die Ofengrösse und die Feuerung selbst dem Wärmebedarf vollkommen entsprechen.) Die Raumlufttemperatur nimmt nun gleichzeitig mit der Ofentemperatur ab und zwar in einem so langsamen Verlauf, wie er mit keiner anderen Heizungseinrichtung erzielt wird, weil die Temperaturabnahme eines Cubicdecimeters der Kachelofenwand um einen Celsiusgrad einer Wärmeabgabe an die Raumluft entspricht, welche mehr als 1000 mal so gross ist wie diejenige Wärmemenge, welche von der Luft bei der gleichen Temperaturabnahme gegeben wird.

Bei Heizung mit eisernen Feueröfen hört wenige Minuten nach dem gänzlichen Erlöschen der Feuerung auch die Wärme-

abgabe des Ofens an die Raumluft vollständig auf, weil die Wärmeabgabe der eisernen Oefen, selbst dann, wenn man völlig gleiche Wandconstruction wie für Thonkachelöfen in Betracht zieht, — vermöge ihrer 28 mal grösseren Wärmeleitung (vom Ofeninneren nach der äusseren Ofenfläche) — etwa 28 mal so rasch vor sich gehen muss als bei Thonkachelöfen.

Kommt bei Heizungseinrichtungen als wärmeabgebend ein Medium in Betracht, welches, wie Wasser eine geringe Wärmeleitungsfähigkeit besitzt und desshalb in ruhendem Zustand die Wärme aus seinen von der Heizkörperwandung entlegeneren Theilen nur sehr langsam nach der Heizkörperwandung hinleitet, so befinden sich die Heizkörper nach erfolgter Unterbrechung der Circulationsbewegung des Mediums in ähnlichem Zustand wie ein von der Hitze vollständig durchdrungener Thonkachelofen. Die Wirkung solcher Heizkörper wird sich derjenigen des Thonkachelofens umsomehr nähern je grösser die Masse und die Entfernung des mittleren Theiles des wärmeabgebenden Mediums von der Heizkörperwandung, sowie je grösser der lichte Heizkörperquerschnitt im Verhältniss zum Umfang dieses Querschnitts ist.

Dampfheizkörper sind, sofern sie kein vom Dampf erhitztes Wasser enthalten, in ihrer Wirkung den eisernen Feueröfen gleich zu achten, indem sie binnen weniger Minuten nach Einführung des Dampfes Wärme abgeben und binnen weniger Minuten nach Abstellung des Dampfes erkalten.

Auch für Luftheizungseinrichtung gilt annähernd das Gleiche wie für eiserne Feueröfen, die in den zu heizenden Räumen selbst stehen, indem die Heizwirkung hier sofort aufhört, sobald die Zuströmung der heissen Luft unterbrochen ist; doch hat man zu beachten, dass das beim Anheizen einströmende heisse Luftvolumen ein gleiches Volumen der Raumluft verdrängt und dass demnach bei Luftheizung ein kleinerer Raumluftbetrag zu erwärmen ist als bei anderen Heizungseinrichtungen. Bezeichnet l das in einer Stunde beim Anheizen einströmende Volumen der heissen Luft (in Cubicmetern), so hat man statt L in der Formel 32 die Differenz ($L - l$)

in Rechnung zu bringen, wenn das Anheizen in einer Stunde erfolgen soll, also nach der Formel

$$w' = (L - l) \cdot (c_{v_1} \cdot t_1 - c_{v_1}^0 \cdot t_1^0) \cdot 1000 \quad \dots (32a)$$

zu rechnen; soll dagegen das Anheizen in einer halben Stunde erfolgen, so ist statt $(L - l)$ die Differenz $\left(L - \frac{l}{2}\right)$ in Rechnung zu bringen, und soll das Anheizen in n Stunden erfolgen, so ist $(L - l)$ zu ersetzen durch $(L - n \cdot l)$. Es wird sich hiernach die zu deckende Wärmemenge w' sehr häufig als negativ ergeben, und man erkennt, dass man bei Luftheizungseinrichtung weniger Wärme zum Anheizen bedarf, oder im Falle gleichgrossen Wärmeaufwandes rascher die erwünschte Raumlufttemperatur erzielt als bei anderen Heizeinrichtungen.

Beachtet man die verschiedenartige Wirkung der Heizeinrichtungen nach dem Unterbrechen des Heizungsbetriebes, so erkennt man zunächst, dass diese Unterbrechung selbst nicht allgemein maassgebend ist für die beim Wiederbeginn des Betriebes vorhandene Raumlufttemperatur, dass man vielmehr nur vom Anbeginn der Abnahme der Raumlufttemperatur an rechnen kann, d. h. von demjenigen Zeitpunkt an, in welchem die Raumluft entweder völlig der Einwirkung der Heizungseinrichtung entzogen ist (wie z. B. bei Luftheizung nach Abschluss der Zuführungskanäle der heissen Luft) oder in welchem die Wärmeabgabe der Heizungseinrichtung an die Raumluft nicht mehr ausreicht, die Wärmetransmission nach aussen zu decken. Nach den vorstehenden Betrachtungen ist aber auch von diesem Zeitpunkt an noch ein bedeutender Einfluss der Verschiedenheit der Heizeinrichtungen auf die Temperaturabnahme der Raumluft wahrnehmbar und selbst der Temperaturzustand der dabei in Frage kommenden Öfen oder Heizkörper, welche im Raume aufgestellt sind, kann in dem erwähnten Zeitpunkt sehr verschieden sein, so dass man diesen Zeitpunkt im Einzelfall immer nur mit Hilfe des Thermometers feststellen kann und selbst dieses Hilfsmittel nur dann als maassgebend zu betrachten ist, wenn der Raumabschluss fortgesetzt der gleiche bleibt wie zur Zeit des Heizungs-

betriebes (weil beispielsweise das Oeffnen eines Fensters sehr rasch eine Abkühlung der Raumluft bewirken kann, ohne dass darum ein etwa vorhandener Thonkachelofen ausser Stande zu sein braucht, den normalen Wärmezustand des Raumes schon nach wenigen Minuten wieder herzustellen, nachdem das Fenster wieder geschlossen ist).

Streng genommen lässt es sich hiernach überhaupt nicht allgemein bestimmen, welche Temperatur die Raumluft nach bestimmter Zeit, von Anbeginn ihrer Temperaturabnahme an gerechnet, haben kann; allein man darf nicht ausser Acht lassen, dass es sich hier nur darum handelt, den Zuschlag an Wärmebedarf für das Anheizen unter normalen Verhältnissen und für zweckmässige Heizungseinrichtung bei zweckmässigem Betrieb gegenüber dem für den Beharrungszustand erforderlichen Wärmebedarf zu bestimmen, und dafür giebt die Beobachtung, bzw. die Erfahrung und die Beachtung dessen, was im Anfange der vorliegenden Betrachtungen über die Wärmezustandsänderung in den Wänden gesagt wurde, hinreichenden Anhalt.

Geht man von der Betrachtung eiserner Feueröfen oder freistehender eiserner Dampfheizkörper ohne Wasserinhalt aus, und setzt die Temperaturabnahme der Raumluft nach nicht mehr als höchstens 10stündiger Unterbrechung der Wärmeentwicklung in solchen Heizkörpern gleich 1, so ist die Temperaturabnahme der Luft in Räumen, welche Warmwasserheizung besitzen, im Allgemeinen gleich 0,6 und in Räumen, welche mässig grosse Thonkachel-Heizung besitzen, gleich 0,2 bis 0,3; für ummantelte Heizkörper, soferne sie von einer vollständig abgeschlossenen Luftschichte umgeben sind und einen Mantel aus schlechtleitendem Material besitzen, mag das in Betracht stehende Verhältniss der Temperaturabnahme der Raumluft 0,5 bis 0,4 sein. Bei Heizung mit sofort abkühlenden eisernen Öfen und Dampfheizkörpern, sowie auch bei Luftheizung, ist aber die Temperaturabnahme in ummauerten, mit nicht allzugrosser Gesamt-Fensterfläche versehenen geschlossenen Räumen durchschnittlich für die erste Stunde (nach Anbeginn der Abnahme) zu $0,2 t_1$, für die zweite

Stunde zu $0,1 \cdot t_1$, für die dritte Stunde zu $0,05 t_1$ u. s. f., also für die n^{te} Stunde zu $0,2 \cdot (0,5)^{n-1} \cdot t_1$ zu veranschlagen, so dass die Gesamttemperaturabnahme nach n Stunden der Heizungsunterbrechung

$$t_1 - (t_1^0) = 0,4 \cdot (1 - 0,5^n) \cdot t_1$$

Diese Formel giebt jedoch nur so lange annähernd richtige Resultate, als sich die Temperatur der Aussenluft nicht wesentlich ändert; nimmt diese dagegen erheblich ab, so kann bei mehrtägiger Unterbrechung der Heizung die Temperaturabnahme der Raumluft unter Umständen bis zum andert-halbfachen Betrage

$$t_1 - (t_1^0) = 0,6 \cdot (1 - 0,5^n) \cdot t_1$$

erfolgen. Für Unterbrechung während der Nachtzeit endlich empfiehlt es sich, zur Sicherheit das arithmetische Mittel zwischen beiden möglichen Temperaturabnahmen, d. i.

$$t_1 - (t_1^0) = 0,5 \cdot (1 - 0,5^n) \cdot t_1$$

als zutreffend anzunehmen.

Danach würde man allgemein bei direkter Heizung mit eisernen Feueröfen oder Dampfheizkörpern, sowie bei Luft-heizung

für kurze Unterbrechung der Heizung:

$$(t_1^0) = 0,4 (1,5 + 0,5^n) \cdot t_1 \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

für Unterbrechung der Heizung für mehr als 10 Stunden mit Einschluss der Nacht:

$$(t_1^0) = 0,5 \cdot (1 + 0,5^n) \cdot t_1$$

oder, da hierbei $0,5^n$ eine sehr kleine Grösse ist, abgerundet

$$(t_1^0) = 0,5 \cdot t_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

und für mehrtägige Unterbrechung der Heizung:

$$t_1^0 = 0,4 \cdot t_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36a)$$

als die beim Anheizen vorhandene Raumlufttemperatur in Rechnung zu bringen haben.

Bei Heizung mit weniger rasch abkühlenden Öfen oder Heizkörpern erleidet nur die Formel 35 eine Aenderung, indem man für weniger als 10stündige Abkühlung dieser Öfen oder Heizkörper

$$t_1 - t_1^0 = \eta \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,5^n) \cdot t_1$$

oder

$$t_1^0 = [1 - 0,4 \cdot \eta \cdot (1 - 0,5^n)] \cdot t_1 \quad (35a)$$

hat, wenn η das zu beachtende Verhältniss der Abkühlung der Raumluft zu der bei Heizung mit eisernen Feueröfen sich ergebenden Abkühlung bezeichnet, worüber vorstehend*) Angaben gemacht wurden.

Wenn es sich um Anheizung von Räumen handelt, welche nur selten (vielleicht wöchentlich nur 1mal oder noch seltener) geheizt werden, oder um das Heizen von Räumen, deren Luft nur zu bestimmten Tageszeiten etwas angewärmt werden soll, so muss man der Ermittlung des erforderlichen Wärmeaufwandes eine abgeschätzte Anfangstemperatur der Raumluft zu Grunde legen. Bei der Abschätzung ist die Grösse der Hauptabkühlungsflächen (insbesondere diejenige der Fensterflächen) im Verhältniss zum Luftinhalt des Raumes, sowie die Lage des Raumes zu gutgeheizten Räumen maassgebend; im Allgemeinen kann man der Schätzung der niedrigsten Raumlufttemperatur die Angaben der folgenden Tabelle XVI für Mittel-Europa zu Grunde legen.

Tabelle XVI.

	Niedrigste Raumlufttemperatur (t_1^0)
In Räumen von mässiger Höhe (bis zu 4 m Höhe) mit kleiner freiliegender dicker Aussen- wand und kleiner Fensterfläche (im Verhält- niss zum Rauminhalt)	
a) zwischen fortwährend stark geheizten Räumen liegend	+ 10° bis + 5°
b) zwischen mässig erwärmten oder ungeheizten Räumen liegend	+ 5° „ ± 0°
In Räumen von sehr grosser Höhe mit mässig grosser Fensterfläche (im Verhältniss zum Rauminhalt) und sehr dicken Mauern bei seltenem Oeffnen der Thüren	
a) in gut geschützter Lage	+ 5° „ - 3°
b) in vollständig ungeschützter Lage	± 0° „ - 5°

*) Vergl. S. 137.

	Niedrigste Raumlufthtemperatur (t_1^0)
In Räumen von grosser Höhe mit mässig dicken Wänden und grosser Fensterfläche (im Verhältniss zum Rauminhalt)	
1. in geschützter Lage	
a) bei selten geöffneten Thüren	$\pm 0^0$ bis $- 5^0$
b) bei sehr häufig geöffneten Thüren	$- 3^0$ „ $- 8^0$
2. in völlig ungeschützter Lage	
a) bei selten geöffneten Thüren	$\pm 0^0$ „ $- 8^0$
b) bei sehr häufig geöffneten Thüren	$- 5^0$ „ $- 10^0$

X. Anleitung zur praktischen Berechnung des Wärmebedarfs für zu beheizende Räume.

Das Rechnen nach Normal-Transmissionscoefficienten ist sehr bequem und beansprucht wenig Zeit, kann aber selbstverständlich auch keine allgemein zutreffenden Resultate ergeben, weil Bauten im Allgemeinen nicht genau nach Normalvorschriften ausgeführt werden und selbst diejenigen Bauten, deren Herstellung solchen Normalvorschriften entspricht, nach kurzer Zeit wesentlich veränderte Wärmetransmissionsverhältnisse zeigen. Luftdichtschiessende Fenster und Thüren sind bei gewöhnlichen Bauten nicht üblich; freiliegende Aussenwände sind nicht nur der Befeuchtung und der Windbeeinflussung, sondern auch der Durchfeuchtung ausgesetzt; ein Raum, dessen Thür in einen mit dem Treppenhaus unbeengt communicirenden Hausgang führt, unterliegt anderen Wärmetransmissionsverhältnissen als ein Raum, der an einem für sich abgeschlossenen Gang liegt; ein Raum der ersteren Art ist, wenn er im Erdgeschosse oder im ersten Stocke liegt, dem Einfluss stärkerer Luftströmung ausgesetzt, als wenn er im zweiten oder dritten Stocke liegt; ein Raum, dessen Wände mit Tapete bekleidet oder mit Oelfarbe gestrichen sind, unterliegt dem Einfluss der Luftdurchlässigkeit dieser Wände in geringerem Grade als ein Raum, dessen Wände mit Leimfarbe gestrichen sind; Räume, deren Thüren häufig geöffnet werden,

unterliegen im Allgemeinen ganz anderen Wärmezustandseinflüssen als Räume, deren Thüren stets geschlossen sind oder nur selten geöffnet werden; Räume, welche Feuerofenheizung besitzen oder mit einem ansteigenden Kanal communiciren, sind, auch wenn sie keine besondere Lüftungseinrichtung besitzen, dem Einfluss abkühlender Luftströmung mehr unterworfen als Räume, welche andere Heizungsmittel besitzen und mit ansteigenden Kanälen überhaupt nicht communiciren; Räume, deren Wände durch die Art ihres Verputzes oder durch Bestreichen mit Wasserglas oder dergl. an der Luftdurchlässigkeit verhindert werden, befinden sich hinsichtlich der Wärmeableitung nach aussen in anderen Verhältnissen als Räume, deren Wände an der Luftdurchlässigkeit nicht gehindert werden und desshalb die von aussen aufgenommene Feuchtigkeit in den Raum hinein verdunsten lassen können u. s. f. Alle diese Thatsachen finden bei Anwendung von Normaltransmissionscoefficienten keine Berücksichtigung, und grossen dauernd vorhandenen Raumwandöffnungen, wie sie in manchen industriellen Betrieben als unerlässlich erachtet werden, tragen die Normaltransmissionscoefficienten auch nicht Rechnung.

Man nimmt gerne an, dass man die Ungenauigkeit der Berechnung nach Normaltransmissionscoefficienten durch Ab- und Zugeben nach persönlicher Erfahrung corrigiren könne; eine solche Annahme ist aber nicht ganz gerechtfertigt, da sehr viele Fälle vorkommen, in welchen die Erfahrungen des tüchtigsten Heizungsingenieurs nicht ausreichen, um eine den Bedürfnissen (von Wünschen des Auftraggebers ganz abgesehen) entsprechende Heizungsanlage zu projectiren und wo man sich genöthigt sieht, die Anzahl der Heizkörper nachträglich zu vermehren. Es giebt für jeden Heizungsingenieur Heizungsanlagen, die ihm Gegenstand des reinen Experiments sind und bleiben müssen, so lange er von rechnerischer Ermittlung vorliegender Einflüsse absteht. Freilich liegen die Ursachen ungenügender Einrichtungen nicht immer ausschliesslich an der Unzulänglichkeit der Ermittlung des Wärmeverlustes, sondern auch an ungenügendem Wärmearaufwand zur Deckung desselben und an Vorkommnissen, die den ursprünglichen Vereinbarungen

nicht entsprechen und mehr oder weniger dem Auftraggeber selbst zur Last gelegt werden können; aber man kann sich schliesslich doch nicht auf Erfahrung stützen, die man in Fällen gemacht hat, welche mit einem neuen Falle nur sehr wenig oder gar keine Aehnlichkeit haben, und in wie vielen Fällen hat man es denn mit völlig gleichen Verhältnissen zu thun? Höchstens kann man eine Aehnlichkeit der Verhältnisse bei Gebäuden gleicher Bestimmung im Falle ähnlicher oder gleichartiger Ausführung annehmen und doch findet man auch bei solchen, dass der Wärmebedarf in der Regel viel zu niedrig veranschlagt ist.

Die Berechnungen des Wärmebedarfs nach den in den Abtheilungen II bis IX gegebenen Erläuterungen ist nun freilich sehr viel zeitraubender als die Multiplication von Normalcoefficienten mit der Differenz zwischen den Temperaturen der Aussen- und Innenluft; man besitzt aber im ersteren Falle den Vortheil, allen obwaltenden Verhältnissen genügend Rechnung zu tragen und darüber jederzeit leicht eine Controle anstellen zu können; ausserdem aber bietet die eingehendere rechnerische Untersuchung auch den Vortheil, den Heizungsingenieur zu eigenen Beobachtungen anzuregen, so dass er mit positivem Bewusstsein die für jeden Einzelfall zweckdienlichsten Maassnahmen wählen kann, während ihm die Möglichkeit zur Beurtheilung der Richtigkeit seiner Rechnung nach Normaltransmissionscoefficienten vollständig entzogen ist.

Die Berechnung der Wandtemperaturen nach den Formeln 28 und 29 (Seite 107) lässt sich einschränken, wenn man sich bemüht, diese Wandtemperaturen nach Möglichkeit selbst zu erforschen. Schon das Gefühl der Hand bietet bei einiger Uebung ein rohes Vergleichsmittel, welches über manche auf treuen Glauben angenommene Irrthümer belehrt, es giebt indessen auch sehr empfindliche Temperaturmesser, welche den zu ermittelnden Temperaturgrad einer Flüssigkeit momentan anzuzeigen vermögen und es unterliegt keiner allzugrossen Schwierigkeit, dieselben für die Temperaturbestimmung der Wände brauchbar umzuformen und von dem Einfluss der umgebenden Luft bis zu genügendem Grade zu isoliren.

Kennt man aber die Wandtemperaturen für zahlreiche Verhältnisse und Temperaturdifferenzen zwischen der Innen- und Aussenluft, so ist die Ermittlung der Wärmeableitung der Wände nach Formel 1 (Seite 7) auf Grund der in Abtheilung II gegebenen Erläuterungen eine sehr einfache Sache.

Insoweit man nach den in Abtheilung VIII angestellten Berechnungen und einigen direkten Untersuchungen Schlüsse ziehen kann, erscheint es zulässig, für Annäherungsrechnungen die in der folgenden Tabelle XVII angegebenen Temperaturdifferenzen der Wandflächen von Ziegelsteinmauern für den Fall, in welchem eine dieser Wandflächen mit Oelfarbe und die andere mit Leimfarbe gestrichen oder die letztere mit einfacher Tapete bekleidet ist, anzunehmen.

Tabelle XVII.

Mauerdicke	Temperaturdifferenz der Wandflächen vollständig trockener	
	Aussenwände	Trennungswände
0,12 m	0,30 . (t ₁ —t _a)	0,26 . (t ₁ —t _a)
0,25 m	0,39 . (t ₁ —t _a)	0,34 . (t ₁ —t _a)
0,38 m	0,48 . (t ₁ —t _a)	0,42 . (t ₁ —t _a)
0,51 m	0,56 . (t ₁ —t _a)	0,49 . (t ₁ —t _a)
0,64 m	0,65 . (t ₁ —t _a)	0,57 . (t ₁ —t _a)
0,77 m	0,74 . (t ₁ —t _a)	0,65 . (t ₁ —t _a)
0,90 m	0,83 . (t ₁ —t _a)	0,73 . (t ₁ —t _a)
1,03 m	0,91 . (t ₁ —t _a)	0,80 . (t ₁ —t _a)
1,16 m	0,98 . (t ₁ —t _a)	0,86 . (t ₁ —t _a)

Die Multiplication der in dieser Tabelle angegebenen Temperaturdifferenz mit den den Mauern entsprechenden Werthen des Produktes $\varrho \cdot \frac{k}{d}$ (vergl. Formel 1 auf Seite 7) ergibt, wie schon erwähnt, die stündliche Wärmeableitung dieser Mauern pro Quadratmeter Wandfläche; diese ist also ausdrückbar durch

$$w = \varrho \cdot \frac{k}{d} \cdot \vartheta \cdot (t_1 - t_a)$$

wenn die Verhältnisszahlen der Tabelle XVII mit ϑ bezeichnet werden.

Dividirt man diesen Ausdruck der Temperaturdifferenz $t_1 - t_a$, welche zwischen der Raumluft und der Aussenluft besteht, so erhält man in

$$\lambda = \varrho \cdot \frac{k}{d} \cdot \vartheta \cdot (37)$$

den der Wärmeableitung der Wand entsprechenden absoluten Wärmetransmissionscoefficienten, bezogen auf 1 Grad Celsius Differenz zwischen der Raumlufttemperatur und der Aussenlufttemperatur.

Mit Benutzung der auf Seite 16 aufgestellten Wärmeleitungscoefficienten erhält man die Angaben der folgenden Tabelle XVIII als Mittelwerthe der absoluten Wärmetransmissionscoefficienten der Ziegelsteinmauern für die beigefügten Mauerdicken d .

Tabelle XVIII.

1. Für frisches Mauerwerk mit trockenem Verputz.									
für $d = 0,12$	0,25	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90	1,03	1,16	Meter
A. für Umfassungsmauern (Aussenwände)									
$\lambda = \varrho' \times 2,42$	1,71	1,65	1,28	1,20	1,15	1,11	1,07	1,05	Calorien
B. für Trennungsmauern									
$\lambda = \varrho' \times 2,12$	1,50	1,44	1,12	1,05	1,00	0,97	0,84	0,82	Calorien
2. für altes Mauerwerk, dessen Mörtel vollständig erhärtet ist									
A. für Umfassungsmauern (Aussenwände)									
$\lambda = \varrho' \times 1,94$	1,33	1,12	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,78	Calorien
B. für Trennungsmauern									
$\lambda = \varrho' \times 1,70$	1,16	0,98	0,86	0,81	0,77	0,74	0,72	0,68	Calorien

Vergleicht man diese absoluten Wärmetransmissionscoefficienten mit den auf Seite 17 angegebenen Normaltransmissionscoefficienten, so ersieht man, dass die letzteren für neue Gebäudemauern schon dann zu klein sind, wenn man annimmt, dass diese gar keine Feuchtigkeit aufnehmen und gar keine Luft durchlassen, während die Normaltransmissionscoefficienten für alte Gebäude nur für dünne, vollständig trockene Aussenwände etwas grösser sind als die absoluten Wärmetransmissionscoefficienten. Und dabei ist zu beachten, dass bei Ermittlung der vorstehenden absoluten Wärmetransmissionscoefficienten vorausgesetzt wurde, dass die Mauern beiderseits verputzt und

auf einer Seite mit Oelfarbe gestrichen sind, dass sich also die absoluten Wärmetransmissionscoefficienten für die auf einer Seite nicht verputzten Mauern noch höher stellen; um wieviel ergibt sich aus den auf Seite 16 aufgestellten Ermittlungsformeln, wenn man in dem Nennerausdruck dieser Formeln den zweiten Summanden weglässt. Man findet danach, dass die Wärmeableitungsfähigkeit von auf einer Seite nicht verputzten Mauern bei kleinster Dicke (0,125 m) im Falle des Alters und vollständigster Trockenheit um 20 bis 25 Procent und im Falle neuer Herstellung (nach eingetretener Lufttrockenheit) um $33\frac{1}{3}$ Procent und auch bei 2 Stein Stärke, im Falle des Alters und vollständigster Trockenheit noch um 10 Procent grösser ist als die Wärmeleitungsfähigkeit von beiderseits verputzten Mauern. Natürlich ist dementsprechend auch bei nur einseitig verputzten Mauern die Differenz der Wandtemperaturen etwas kleiner als bei zu beiden Seiten verputzten Mauern; aber es resultirt dabei doch eine Erhöhung des absoluten Wärmetransmissionscoefficienten und zwar

	bei einer Wanddicke von 0,12 m etwa 10 Procent
„ „ „ „	0,25 „ „ 6 „
„ „ „ „	0,38 „ „ 3 „
und „ „ „ „	0,51 „ „ 1 „

Erhöhung der in der Tabelle XIX aufgeführten Coefficienten.

Handelt es sich um Ermittlung der Wärmeableitung von Umfassungsmauern (Aussenwänden) bei stärkster Winterkälte, so braucht man dabei, sofern diese Mauern nicht von innen heraus durchfeuchtet werden oder einen feuchten Standort haben, auf Durchfeuchtung keine Rücksicht zu nehmen, weil eine solche durch atmosphärische Niederschläge bei sehr niedriger Aussentemperatur nicht herbeigeführt wird. Es kann demnach im Allgemeinen für solche Ermittlung der Faktor ϱ der Angaben der Tabelle XVIII gleich 1 gesetzt werden. Für feuchtstehende Mauern ist dagegen, je nach dem Grade der muthmaasslichen oder experimentell festzustellenden Durchfeuchtung, der Wärmetransmissionscoefficient um 10 bis 15 Procent höher zu veranschlagen als ihn die Tabelle XIX angiebt, also $\varrho' = 1,1$ bis $1,15$ zu setzen; dabei muss man aber

beachten, dass dieser Faktor sich nur auf den Wärmetransmissionscoefficienten selbst und nicht etwa auf die Temperaturdifferenz (Tabelle XVII) der Wandfläche bezieht; denn diese Differenz nimmt im Gegentheil bei zunehmender Mauerdurchfeuchtung ab (vergl. Beispiel 1 auf Seite 112), während die spezifische Wärmeleitungsfähigkeit der Mauer zunimmt.

Bei Wänden aus Bruch- und Hausteinen ist die Temperaturdifferenz der Wandflächen in der Regel kleiner als bei gleich dicken Ziegelmauerwänden und zwar um so kleiner je feinkörniger (d. i. je besser wärmeleitend — vergl. Tabelle II) das Steinmaterial ist und je weniger Mörtel-Zwischenfugen die Wand enthält. Durchschnittlich mag diese Temperaturdifferenz für beiderseits verputztes Bruchsteinmauerwerk aus grobkörnigem Sandstein um 5 bis 10 Procent (und zwar für dünne Wände 5, für dicke 10) und für einseitig verputztes Mauerwerk aus feinkörnigem Kalkstein um 10 bis 20 Procent niedriger veranschlagt werden als für gleich dicke Ziegelsteinmauern, wonach sich, wenn für Bruchstein-Trennungswände (im Inneren eines Gebäudes) eine gleiche relative Verminderung der Temperaturdifferenz wie für Trennungswände aus Ziegelsteinen (gegenüber Ziegelstein-Umfassungswänden) angenommen wird, die in der folgenden Tabelle XIX angegebenen Temperaturdifferenzen als annähernd zutreffend ergeben.

Tabelle XIX.

Mauerdicke	Temperaturdifferenz der Wandflächen völlig trockener Mauern		
	aus grobkörnigem Sandstein für Umfassungsmauern	als Bruchsteinmauerung für Trennungsmauern	aus feinkörnigem Kalkstein als Hausteinmauerwerk
0,3 m	$0,40 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,35 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,38 \cdot (t_1 - t_a)$
0,4 m	$0,46 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,40 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,43 \cdot (t_1 - t_a)$
0,5 m	$0,52 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,46 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,47 \cdot (t_1 - t_a)$
0,6 m	$0,57 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,50 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,52 \cdot (t_1 - t_a)$
0,7 m	$0,64 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,56 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,59 \cdot (t_1 - t_a)$
0,8 m	$0,69 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,60 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,62 \cdot (t_1 - t_a)$
0,9 m	$0,75 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,66 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,66 \cdot (t_1 - t_a)$
1,0 m	$0,82 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,72 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,72 \cdot (t_1 - t_a)$

Setzt man 2 Centimeter starken Mörtelverputz*) in Rechnung, so ist, nach der auf Seite 14 gegebenen Erläuterung und Tabelle II (Seite 11)

$$1. \text{ für grobkörnigen Sandstein in Bruchsteinmauerung mit beiderseitigem Verputz, bei einer Wanddicke } d \left\{ \lambda = \frac{e'}{\frac{0,02}{0,55} + \frac{d}{1,25} + \frac{0,02}{0,55}} \right.$$

und

$$2. \text{ für Hausteinmauerwerk aus feinstkörnigem Kalkstein bei einseitigem Verputz, bei einer Wanddicke } d \left\{ \lambda = \frac{e'}{\frac{0,02}{0,55} + \frac{d}{2,1}} \right.$$

Danach erhält man die in der folgenden Tabelle XX angegebenen absoluten Wärmetransmissionscoefficienten als Grenzwerte.

Tabelle XX.

für d =	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	Meter
1. für grobkörnigstes, auf beiden Seiten verputztes Bruchsteinmauerwerk									
a) bei Umfassungsmauern									
$\lambda = e' \times$	1,28	1,17	1,10	1,05	1,03	0,97	0,95	0,94	Calorien
	(1,41)	(1,29)	(1,21)	(1,16)	(1,14)	(1,07)	(1,05)	(1,03)	
b) bei Trennungsmauern									
$\lambda = e' \times$	1,12	1,02	0,96	0,92	0,90	0,85	0,83	0,82	Calorien
2. für Hausteinmauerwerk (auf einer Seite verputzt) aus feinkörnigstem Material									
$\lambda = e' \times$	2,12	1,89	1,72	1,61	1,55	1,49	1,42	1,41	Calorien
	(2,33)	(2,08)	(1,89)	(1,77)	(1,71)	(1,64)	(1,56)	(1,55)	

Hinsichtlich des Faktors e' ist hierzu zu bemerken, dass Sandstein und Kalkstein zwar weniger Feuchtigkeit aufsaugen als Ziegelsteine, dass sie aber die einmal aufgenommene Feuchtigkeit (zur unangenehmen Ueberraschung manches Frescomalers) ausserordentlich schwer wieder abgeben, während Ziegelsteine die aufgenommene Feuchtigkeit sehr leicht wieder abgeben. Es ist desshalb nothwendig, hier bei Umfassungsmauern immer mit Durchfeuchtung zu rechnen, weil auch in der kalten Jahreszeit nasse atmosphärische Niederschläge vor-

*) Bei Sandsteinmauern ist ein dickerer Mörtelverputz üblich als bei Ziegelsteinmauern.

kommen, und demgemäss selbst für trockenstehende Umfassungsmauern $\varrho' = 1,1$ zu setzen, entsprechend den in Tabelle XX umklammerten Werthen des absoluten Wärmetransmissionscoefficienten; für feuchtstehende Mauern dagegen ist, wie für feuchtstehende Ziegelsteinmauern mindestens $\varrho' = 1,15$ zu setzen.

Die bisher gegebenen Erläuterungen dürften wohl genügen, um erkennen zu lassen, wie für Mauerwände irgendwelcher Art der absolute Wärmetransmissionscoefficient ermittelt werden kann, sobald man durch direkte Untersuchung oder durch Berechnung für einzelne Mauerwände solcher Art das Verhältniss der Differenz der Wandflächentemperaturen bestimmt hat.

Für **hölzerne Thüren** (welche in üblicher Weise auf beiden Seiten mit Oelfarbe gestrichen sind) ergiebt die Untersuchung als Temperaturdifferenz der beiden Thürflächen die Angaben der folgenden Tabelle als annähernd zutreffende.

Tabelle XXI.

Thürdicke	Trennungsthüren		Hausthüren	
	aus		aus	
	Fichtenholz	Eichenholz	Fichtenholz	Eichenholz
$d = 0,01 \text{ m}$	$0,20 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,12 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,23 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,14 \cdot (t_1 - t_a)$
$d = 0,02 \text{ m}$	$0,30 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,18 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,34 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,20 \cdot (t_1 - t_a)$
$d = 0,03 \text{ m}$	$0,40 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,24 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,46 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,28 \cdot (t_1 - t_a)$
$d = 0,04 \text{ m}$	$0,50 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,30 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,57 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,34 \cdot (t_1 - t_a)$
$d = 0,05 \text{ m}$	$0,60 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,36 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,68 \cdot (t_1 - t_a)$	$0,41 \cdot (t_1 - t_a)$

Danach erhält man als absoluten Wärmetransmissionscoefficienten die in der folgenden Tabelle XXII angegebenen Werthe.

Tabelle XXII.

für $d =$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	Meter
1. für Fichtenholzthüren						
a) für Hausthüren						
$\lambda = \varrho' \times$	2,19	1,62	1,46	1,35	1,29	Calorien
b) für Trennungsthüren						
$\lambda = \varrho' \times$	1,90	1,43	1,27	1,19	1,14	"
2. für Eichenholzthüren						
a) für Hausthüren						
$\lambda = \varrho' \times$	2,94	2,10	1,96	1,79	1,72	"
b) für Trennungsthüren						
$\lambda = \varrho' \times$	2,52	1,89	1,68	1,58	1,51	"

Hinsichtlich des Faktors ϱ' ist zu bemerken, dass die Thüren zwar bekanntlich leicht Feuchtigkeit aufnehmen, aber auch leicht wieder abgeben; es liegt desshalb, insoweit es sich um Hausthüren handelt, im Allgemeinen keine dringende Nothwendigkeit vor, Durchfeuchtung derselben zu berücksichtigen, weil eine vorübergehende Verminderung der Temperatur eines Hausflurs um einige Grade im Allgemeinen bedeutungslos ist. Wo es empfehlenswerth ist, der Durchfeuchtung einer Thür Rechnung zu tragen, ist deren Einfluss auf den absoluten Wärmetransmissionscoefficienten mit 10 bis 15 Prozent zu veranschlagen und demgemäss $\varrho' = 1,1$ bis $1,15$ zu setzen, während in anderen Fällen $\varrho' = 1$ zu setzen ist.

Die Wärmeleitung durch Decke und Fussboden unterscheidet sich in nichts von der durch senkrechte Wände erfolgenden Wärmeleitung; es steigt allerdings erwärmte Luft, ihres geringeren specifischen Gewichtes wegen, zwischen weniger warmer Luft in die Höhe und es strömt auch warme Luft, wenn sie von unten her genügenden Ueberdruck erfährt, durch eine Decke hindurch in einen darüber befindlichen kühleren Raum ein, aber die Wärmefortleitung von der untersten Deckenschichte auf die nächst höher gelegenen Schichten erfolgt durchaus ebenso als wenn die Decke senkrecht stände und dasselbe gilt auch von dem Fussboden (die Wärme ist absolut körperlos und ihre Bewegung in materiellen Körpern hängt, sofern diese selbst sich nicht bewegen, lediglich von der Temperaturverschiedenheit in ihrer Bewegungsrichtung und von der Wärmecapacität der von ihr durchströmten Körper ab — vergl. Erläuterung auf Seite 5).

Wie bei allen anderen Wänden, hängt die Temperaturdifferenz der beiden Wandflächen ($t_w - t_o$) von der Konstruktion und der Ausführung ab.

Wenn ein Zwischenboden nur aus einer einfachen Bohlenlage über freiliegenden Balken besteht, so gelten für ihn natürlich die gleichen Beziehungen wie für Holzthüren.

Ist ein Zwischenboden so construirt, wie er für das auf Seite 18 berechnete Beispiel zu Figur 3 angenommen wurde,

so ergibt sich als Temperaturdifferenz der beiden Bodenflächen im Mittel

$$\vartheta = 0,76 \cdot (t_1 - t_a)$$

so dass der absolute Wärmetransmissionscoefficient

$$\lambda = \varrho' \times 0,52$$

wobei im Allgemeinen $\varrho' = 1$ zu setzen ist (da man Räume, deren Fussböden fortwährend oder sehr häufig nass sind, nicht in Holzconstruktion auszuführen pflegt).

Fussböden von Waschküchen, Schwenkräumen, Gärkellern und dergl. pflegt man als Zwischenböden gewöhnlich in Steinmaterial (verschiedener Art — Cementmasse mit inbegriffen) in der Stärke eines halben Ziegelsteins auszuführen und höchstens darüber eine Planirung vorzunehmen; der absolute Wärmetransmissionscoefficient ergibt sich in solchen Fällen im Allgemeinen zu

$$\lambda = 2,4 \text{ bis } 2,0$$

Eine besondere Fliessenauflage vermindert die Wärmeableitung nicht erheblich, da sich in der Regel sehr bald Fugenrisse bilden, welche Wasser durchlassen und demzufolge die Ursache der Durchfeuchtung der Zwischenböden werden, während solche sonst in der Regel ziemlich wasserdicht ausgeführt werden. Günstigsten Falles findet man $\lambda = 1,40$.

Für Kellerfussböden, welche von der Erde nur durch Schüttung getrennt sind, ist lediglich die Temperatur der Fussbodenfläche maassgebend. Diese Temperatur kann je nach der Kellertiefe und dem Fussbodenmaterial bei strengster Kälte zwischen 0 und $+10$ Grad Cels. differiren. Die Wärmeabgabe pro Stunde und Quadratmeter Fussboden ergibt sich nach dem rechts des Gleichheitszeichens der ersten von den beiden Formeln 26 (auf Seite 106) zu:

$$w = 0,91 \cdot \beta_i \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right)_i + 1 \right] \cdot (t_1 - t_w) \quad . \quad . \quad (38)$$

wenn $b_i = 0,8$ und (nach Formel e auf Seite 96) $k_i'' = 2,058$ gesetzt wird. Nach dieser Formel ist die folgende Tabelle XXIII berechnet.

Tabelle XXIII.

Raumluft- temperatur	Fussbodenflächen- temperatur	stündliche Wärmeabgabe in Calorien
t_1	t_w	w
10°	0°	43,7
10°	+ 5°	20,9
10°	+ 8°	6,97
10°	+ 9°	3,20
15°	+ 5°	44,60
15°	+ 10°	14,90
15°	+ 12°	12,18
15°	+ 14°	3,24
20°	+ 10°	45,90
20°	+ 15°	28,85
20°	+ 16°	17,28
20°	+ 17°	12,58
20°	+ 18°	7,80
20°	+ 19°	3,4

Die fettgedruckten Angaben dieser Tabelle entsprechen sehr guter Ausführung des Fussbodens, wenn derselbe vollständig mit Linoleum bedeckt ist; die unterstrichenen Verhältnisse sind mit gewöhnlichen Mitteln unter keinen Umständen erreichbar, wenn nicht wenigstens für einen kleinen Luftraum unter dem Fussbodenbelag gesorgt wird; sobald aber nur einigermaßen berücksichtigbarer Luftraum unter dem Fussboden vorgesehen ist, kommt auch die gewöhnliche Wärmetransmissionsberechnung in Betracht.

Die Wärmeleitung von Glasscheiben wurde bei Durchführung der Beispiele III u. IV auf Seite 115—120 hinreichend besprochen, so dass hier einfach die Resultate der Untersuchung angeführt werden können. Es ergibt sich ganz allgemein, dass der absolute Wärmetransmissionscoefficient für Glasscheiben und bezw. für einfache Fenster ausgedrückt werden kann durch

$$\lambda = \frac{8,74}{\delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

wenn δ die Dicke der Glasscheibe in Millimetern ausgedrückt bezeichnet.

cent, wenn ein Stockwerk darüber ist, 34 Procent, wenn n Stockwerke darüber sind, $34 + (n - 2) \cdot 5,5$ Procent; bei Doppelfenstern 1,6 mal der für einfache Fenster erforderliche Procentzuschlag.

Im Falle eine Vorthüre vorhanden ist, sind die Zuschläge mit 0,8 zu multipliciren.

Für Thüren, welche unmittelbar ins Freie führen, ist der durch Undichtheit verursachte Wärmeverlust so zu veranschlagen, wie für zwei ebenso grosse einfache Fenster und für Doppelthüren so, wie für zwei ebenso grosse Doppelfenster.

Für das Oeffnen und Wiederschliessen einer Thür oder eines sonstigen grösseren Verschlusses einer Wandöffnung ist der Luftwechsel nach Formel 18a (Seite 71) in der Weise zu berechnen, dass man die Zeitdauer, welche zwischen dem Oeffnen und dem Wiederschliessen (in Stundenzeit ausgedrückt) mit der Anzahl in der Stunde vorkommenden Oeffnungen und mit L_0 multiplicirt; der Wärmeverlust, welcher diesem Luftwechsel entspricht, ist nach Formel 9 (Seite 38) mit Benutzung der Tabelle IX (auf Seite 48) zu berechnen, indem für l_s der in der Stunde vorkommende Luftwechsel einzufügen ist.

Zu dem bisher erwähnten Luftwechsel kommt endlich noch der durch Wind verursachte, welcher (nach den auf Seite 49 bis Seite 53 gegebenen Erläuterungen) durchschnittlich pro Quadratmeter der vom Winde getroffenen Mauerwandfläche des Raumes mit $0,5 \cdot (t_1 - t_a)$ Calorien zu veranschlagen ist, während die Lufteindringung durch Spaltfugen nach den Formeln 15c bis 17d (Seite 64 u. 65) zu ermitteln sind. Da dieser Zuschlag aber nur selten beansprucht wird, so kommt er im Allgemeinen dem Anheizen zugut.

Für das Anheizen rechnet man gewöhnlich 25 Procent Zuschlag zu dem während des Beharrungszustandes erforderlichen Wärmebetrag; es ist jedoch zweckmässig für einzelne Räume, den wirklich erforderlichen Zuschlag nach den auf Seite 130 bis Seite 140 gegebenen Erläuterungen zu berechnen, um sich ein Urtheil über die Dauer der Anheizzeit zu bilden.

Beispiel. Ein Raum von $3\frac{1}{2}$ Meter Strassenfront, 6 Meter Tiefe und 4 Meter Höhe im zweiten Stock eines 4stöckigen Hauses besitze eine Doppelfensterfläche von 3,3 Quadratmetern bei 2,5 Millimetern Glasdicke und eine Thür von 3 Centimeter Dicke und 3,5 Quadratmetern Fläche. Die Frontmauer sei $1\frac{1}{2}$ Stein stark, aussen mit Oelfarbe gestrichen und innen mit einfacher Tapete bekleidet; die Thürwand sei 1 Stein stark, die beiden anderen Seitenwände, sowie auch die Decke, sollen zu gutgeheizten Räumen gehören. Die Thür münde auf einen Vorraum, dessen Temperatur $+10^{\circ}$ sei und dessen Thür direkt nach dem Treppenhaus führt. Die Temperatur in diesem betrage 0° , die Temperatur im Raume soll auf $+20^{\circ}$ gehalten werden, wenn die Temperatur im Freien -20 beträgt.

Strassenmauer $3,5 \times 4 - 3,3 = 10,7 \text{ } \square\text{m}$;

wenn das Gebäude noch neu ist, so hat man
 $10,7 \times (1,65 + 1 \text{ Procent}) \times 40 = . \quad 712,60 \text{ Cal.}$

wenn das Gebäude alt ist
 $10,7 \cdot (1,12 + 1 \text{ Proc.}) \times 40 = . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 483,64 \text{ Cal.}$

Thürmauer $3,5 \times 4 - 3,5 =$
 $10,5 \text{ } \square\text{m}$;

wenn das Gebäude noch neu ist
 $10,5 \times (1,5 + 1 \text{ Proc.}) \times 10 = . \quad 159,08 \quad ,$

wenn das Gebäude alt ist
 $10,5 \times (1,16 + 2 \text{ Proc.}) \times 10 = . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 122,85 \quad ,$

Fensterfläche

$3,3 \times \left[\frac{8,74}{2 \cdot 2,5} + 0,54 \cdot 0,8 \cdot \frac{8,74}{2 \cdot 2,5} \right] \times 40 = 330,00 \quad , \quad 330,00 \quad ,$

Thürfläche $3,5 \times 1,27 \times 10 = 44,45 \quad , \quad 44,45 \quad ,$

Fussboden als Windelboden nach
 (Fig. 3 Seite 18);

ist die Temperatur in dem darunter
 befindlichen Raum $t_a = 0^{\circ}$, so ist
 die Wärmetransmission

$3,5 \times 6 \times (0,52 + 3 \text{ Proc.}) \times 20 = 224,95 \quad , \quad 224,95 \quad ,$

Gesamtwärmeverlust bei neuem Bau **1471,08 Cal.**

„ „ altem „ **1205,89 Cal.**

Wenn derselbe Raum, im Erdgeschoss liegend, Mauern besitzt, die um je $\frac{1}{2}$ Stein dicker sind, aber nur kleine Fensterscheiben besitzt, deren Dicke 2,0 Millimeter beträgt, so ist der Wärmeverlust durch

die Strassenmauer

$$10,7 \times (1,28 \cdot 1,01) \times 40 = . . . 553,40 \text{ Cal.}$$

bezw.

$$10,7 \times (0,98 \cdot 1,01) \times 40 = ... 428 \text{ Cal.}$$

die Thürmauer

$$10,5 \times (1,44 \cdot 1,01) \times 10 = . . . 152,71 \text{ „}$$

bezw.

$$10,5 \times (0,98 \cdot 1,01) \times 10 = ... 105 \text{ „}$$

die Fensterfläche

$$3,3 \times \left[\frac{8,74}{2 \cdot 2} + 0,72 \cdot 0,8 \cdot \frac{8,74}{2 \cdot 2} \right] \times 40 = 454,60 \text{ „ } 454,60 \text{ „}$$

$$\text{die Thürfläche} 44,45 \text{ „ } 44,45 \text{ „}$$

$$\text{der Fussboden} 224,95 \text{ „ } 224,95 \text{ „}$$

und der Gesamtwärmeverlust bei
neuem Bau

$$1430,11 \text{ Cal.}$$

sowie der Gesamtwärmeverlust bei
altem Bau

$$1257,00 \text{ Cal.}$$

Trotz der dickeren Mauern ist also im Erdgeschoss der Wärmeverlust bei neuem Gebäude nur um 40 Calorien kleiner und bei altem Gebäude sogar um 51 Calorien grösser als im zweiten Stock.

Wenn nun der Raum im Erdgeschoss eine Glasthür von 2,2 Meter Höhe und 2,6 Quadratmeter Fläche mit 3 Millimeter dickem Glas in der Strassenwand erhält und diese Thür durchschnittlich in der Stunde 20mal für je 0,5 Minuten (d. i. 0,1666 Stunden) geöffnet wird, so entspricht dies zunächst (nach Formel 18 a, sofern $\psi = 0,6$ geschätzt wird)

$$0,1666 \cdot 26,12 \cdot 2,6 \cdot \sqrt{\frac{2,2 \cdot (0,6 \cdot 20 + 20)}{1 - 0,003665 \cdot 0,6 \cdot 20}} = 97 \text{ Cubicmeter}$$

oder einem Wärmeverlust (nach Formel 9) von

$$97 \cdot (5,740 + 6,640) = \dots\dots\dots 1200,86 \text{ Cal.}$$

Beachtet man ferner, dass der Spalteinfluss der Strassenthür für je $\frac{1}{6}$ Stunde durch das Oeffnen derselben beseitigt wird, so entspricht der Wärmetransmission dieser Thür

$$2,6 \cdot \left(\frac{8,74}{3} + \frac{2 \cdot 0,72 \cdot 0,8 \cdot 5}{6} \cdot \frac{8,74}{3} \right) \times 40 = \dots\dots 592,80 \text{ „}$$

der Strassenmauer entspricht nunmehr bei altem Gebäude der Wärmeverlust

$$8,1 \cdot (1,28 \cdot 1,01) \times 40 = \dots\dots\dots 418,80 \text{ „}$$

und der Hinterthür, den Fenstern, der hinteren Mauer, sowie dem Fussboden zusammen entsprechen

$$829,00 \text{ „}$$

so dass der Gesamtwärmeverlust **3041,46 Cal.**

Ohne das Oeffnen der Strassenthür würde der Wärmeverlust nur $\dots\dots\dots 2224,40 \text{ „}$ betragen.

2. Der Luftwechsel, welcher durch eine offene Feuerstelle oder durch einen über Dach ansteigenden Luftabzugsschacht (bei Abstellung der zur Lüftung vorgesehenen Luftzuführungskanäle) verursacht wird, ist entweder nach den Formeln (8) direkt zu berechnen oder durch Zuschlag zu dem absoluten Wärmetransmissionscoefficienten wie folgt zu veranschlagen:

A. wenn die Temperatur im Abzugskanal nicht höher ist als diejenige der Raumluft

a) bei gemauerten Wänden

im obersten Stockwerk zu 50 Procent, in tiefer liegenden Stockwerken zu $50 + (n - 1) \cdot 25$ Procent, wenn n die Anzahl der darüberliegenden Stockwerke ist;

b) bei Holzthüren, welche in jedem Stockwerke die gleiche Dicke haben,

für das erste Stockwerk zu 65 Procent und für die weiter unten liegenden, beziehentlich zu 85, 100, 110 und 115 Procent;

c) bei Zwischenböden von der in Figur 3 (Seite 18) dargestellten Konstruktion,

für das oberste Stockwerk zu 150 Procent und für die weiter unten liegenden, beziehentlich zu 195, 220, 250 und 280 Procent;

dieser Zuschlag ist jedoch nur dann in Anrechnung zu bringen, wenn der unter bzw. über dem in Betrachtung zu ziehenden Raum befindliche Raum nicht ebenfalls an einen Abzugskanal angeschlossen ist;

- d) bei Fensterspalten und zwar
 bei einfachen Fenstern im obersten Stock zu 59 Procent, im zweitobersten Stockwerke zu 68 Procent, und, wenn n Stockwerke sich über dem in Betrachtung stehenden Raum befinden, zu $68 + (n - 2) \cdot 7$ Procent;
 bei Doppelfenstern im obersten Stockwerke zu 68 Procent, im nächst darunter liegenden zu 82 Procent und, wenn n Stockwerke darüber liegen, zu $82 + (n - 2) \cdot 11$ Procent.

Für Thürspalten empfiehlt es sich, von einem Zuschlag zu dem absoluten Wärmetransmissionscoefficienten abzusehen, die Spaltweite zu 0,0005 Meter zu veranschlagen und danach die einströmende Luftmenge für einfache Thüren nach Formel 15b und für Doppelthüren nach Formel 17b zu berechnen und dazu, mit Hilfe der Tabelle IX nach Formel 9 (in welche für L_s die berechnete Luftmenge einzusetzen ist) den Wärmeverlust direkt zu ermitteln.

Immerhin kann man diesen Wärmeverlust wie folgt veranschlagen:

für einflügelige Thüren ist deren Oberfläche (in Quadratmetern) zu multipliciren mit folgenden Werthen, welche indessen nur für Trennungsthüren gelten:

für das oberste Stockwerk mit 23 und für die darunter befindlichen Stockwerke beziehentlich mit 30, 35, 39 und 43, so dass mit der letzten Zahl die Thürflächen im Erdgeschoss eines vierstöckigen Gebäudes zu multipliciren sind; das Produkt ergiebt ohne Weiteres den stündlichen Wärmeverlust in Calorien;

für zweiflügelige Thüren sind die bezüglichen Faktoren der Thürfläche zu 31, 40, 46, 52 und 57 (für das oberste, das zweitoberste bis fünftoberste Stockwerk);

für Doppelthüren sind die angegebenen Zahlen mit 0,75 zu multipliciren;

für Thüren, welche direkt ins Freie führen, sind die angegebenen Faktoren mit 1,4 zu multipliciren.

Für das Oeffnen einer Thür oder eines sonstigen grösseren Verschlusses einer Wandöffnung ist der Luftwechsel nach Formel 19a (Seite 73) zu berechnen, in welcher hierbei unter h' die für die Saugwirkung in Betracht kommende Abzugskanalhöhe zu verstehen ist. Wird hiernach der auf eine Stunde entfallende Betrag der Luftmenge (L_o') für L_s in die Formel 9 eingesetzt, so ergibt dieselbe den zugehörigen Wärmeverlust.

B. wenn die Temperatur im Abzugskanale höher ist als diejenige der Raumluft, so müssen die in den vorstehenden Ausführungen angegebenen Zahlenwerthe mit dem Werthe von

$$\sqrt{\frac{(t' - t_a)}{(t_1 - t_a)} \cdot \frac{1 + 0,003665 \cdot t_1}{1 + 0,003665 \cdot t'}}$$

multiplicirt werden, wenn t' die wirkliche Kanaltemperatur ist; dieser Faktor ist indessen für überschlägige Rechnung auch zu vereinfachen in

$$0,16 \cdot \sqrt{t' - t_a} \text{ für Umfassungswände und in} \\ 0,23 \cdot \sqrt{t' - t_a} \text{ für Trennungswände.}$$

Der Einfluss des Windes ist nach den Formeln 8c oder 8d (Seite 44), sowie nach den Formeln 15c bis 17d (auf Seite 64 u. 65) mit Benutzung der Tabellen VII, VIII und XI zu beurtheilen, wobei $v = 20 \text{ m}$ zu setzen ist. Der der Luftein- dringung entsprechende Wärmeverlust ist, wie in Formel 9 (Seite 38) für die Luftmenge L_s angegeben, zu bestimmen, wozu die Tabelle IX (Seite 48) zu benutzen ist.

Der erforderliche Wärmearaufwand im Falle eines beabsichtigten Luftwechsels. Die Luftmenge, welche durch

Wandöffnungen einströmt, wenn Raumluft durch andere Oeffnungen, bezw. durch Kanäle entweicht, wurde in Abtheilung V auf Seite 73 bis Seite 82 für die verschiedenen vorkommenden Fälle in Formeln ausgedrückt, deren Anwendung nicht entbehrt werden kann. Mehr Luft als hiernach durch Rechnung für vorliegende Verhältnisse gefunden wird, können die in Rechnung eingeführten Zuströmungsöffnungen nicht liefern und die in Rechnung eingesetzten Abzugsöffnungen (und Kanäle) nicht abführen, so lange eine Widerstandsverminderung (zu Gunsten der Mehrlieferung durch Vermehrung der Abzugsöffnungen, oder zu Gunsten der Mehrabführung durch Vermehrung der Zuströmungsöffnungen) nicht eintritt, und auch eine solche hat im Allgemeinen nur sehr geringe Erhöhung der berechneten Luftmenge zur Folge.

Wesentlich anders liegen natürlich die Verhältnisse, wenn gleichzeitig Zuströmungs- und Abzugsöffnungen vermehrt oder vergrößert werden; es gelten dann für die Gegenwirkung neu hinzukommender Oeffnungen die gleichen Beziehungen wie für die Gegenwirkung der zur Lüftung ursprünglich vorgesehenen; ihr Einfluss ist daher auch in gleicher Weise wie für die letzteren zu berechnen.

Aber auch dann, wenn nicht gleichzeitig neue Oeffnungen mit einander in Gegenwirkung treten, ist, ausser dem durch besondere Einrichtung beabsichtigten Luftwechsel, noch anderer Luftwechsel zu beobachten und zwar meistens ganz genau derselbe, welcher in den oben erwähnten Fällen 1 und 2 als unbeabsichtigter Luftwechsel in Erwägung gezogen wurde. Solch unbeabsichtigter Luftwechsel lässt sich zwar durch zweckmässige Durchführung der Lüftungseinrichtung wesentlich beschränken; aber, da es sich an vorliegender Stelle nicht um Ermittlung der Maassnahmen für zweckmässige Lüftungseinrichtung, sondern um Ermittlung des im ungünstigen Falle nöthigen Wärmeaufwandes handelt und unvollkommene Lüftungseinrichtungen viel mehr zur Ausführung gelangen als vollkommene, so empfiehlt es sich hier — wenigstens in allen denjenigen Fällen, in welchen man es nicht mit Drucklüftungsanlagen zu thun hat — den unbeabsichtigten Luftwechsel ganz ebenso zu ver-

anschlagen wie in solchen Fällen, in welchen eine besondere Lüftungseinrichtung nicht vorgesehen ist. Dass auch bei Drucklüftungsanlagen unbeabsichtigter Luftwechsel vorkommt, und in welchem Maasse ein solcher eintritt, habe ich in meinem Werke über Lüftungsanlagen*) ausführlich erläutert, so dass ich hierauf Bezug nehmen kann. —

Somit wäre denn die Frage hinsichtlich des Wärmebedarfs für die zu beheizenden Räume während constant bleibenden Wärmezustandes, sowie auch im Falle des Oeffnens von Fenstern und Thüren und bei Windwirkung erschöpfend behandelt und es erübrigt nur noch, hinsichtlich der **Heizung von Räumen, deren Wände niemals vollständig durchwärmt werden**, einige Bemerkungen anzufügen.

Für Kirchen, Turnhallen, Markthallen, Festhallen u. dergl. von sehr grossem Umfange ergiebt sich die Nothwendigkeit, insbesondere diejenigen Plätze, an welchen sich häufiger oder beständig Personen sitzend oder stillstehend aufhalten, **auf eine bestimmte Temperaturhöhe zu bringen**, während es sehr oft zwecklos ist, den ganzen Raum zu erwärmen. Eine solche Aufgabe kann rationell nur gelöst werden, wenn man solche Plätze in einem Bade vorerhitzter Luft erhält, ohne die Personen selbst dem direkten Einfluss der Wärmeentwickeler auszusetzen. Die Lösung dieser Aufgabe wird dadurch begünstigt, dass die in einen mit kalter Luft angefüllten Raum einströmende erwärmte Luft dem Gesetze der Schwere folgend, in möglichst geradem Wege in die Höhe steigt; es erweist sich dabei als vortheilhaft, die vorerhitzte Luft aus Bodenöffnungen aufsteigen zu lassen, welche die ganze Bodenfläche in möglichst geringen Abständen bedecken, damit die einströmende Luft den ganzen über der Bodenfläche befindlichen Raum allein erfüllt. In die sich hierbei ergebende warme Luftsäule drängt kalte Luft von allen Seiten her ein, erhitzt sich dabei aber und strömt selbst mit in die Höhe; infolge dessen erweitert sich die warme

*) Die Lüftungsanlagen von F. H. Haase, Stuttgart 1893, im Verlage der J. G. Cotta'schen Buchhandlung.

Luftsäule nach oben hin mehr und mehr und nimmt dabei zugleich an Temperatur ab. Die Abkühlung der aufsteigenden vorerhitzten Luft erfolgt an kalte Luft durch Strahlung und Berührung und es bleibt sich hinsichtlich der Gesamtwirkung völlig gleich, ob die aus dem Boden aufsteigende Luftschichte ihre ursprüngliche Strahlform unverändert beibehält und am Umfang dieser Form ihre Abkühlung erleidet oder ob kalte Luft von den Seiten her in sie mehr oder weniger weit eindringt.

Bezeichnet U den Umfang der Bodenfläche, über welche sich die vorerhitzte Luft erhebt, H die Höhe, bis zu welcher eine bestimmte mittlere Temperatur t einzuhalten gewünscht wird, und bezeichnet endlich t_w die Temperatur der übrigen Raumluft, so ist die Wärmemenge, welche stündlich in der Erhebung H von der vorerhitzten Luft abgegeben wird, in Analogie zur ersten der Formeln (26) (Seite 106) ausdrückbar durch

$$w_o = 0,552 \cdot k'' \cdot \beta \cdot \left[\left(\frac{w_1}{w_2} \right) + 1 \right] \cdot (t - t_w) \cdot U \cdot H$$

Nimmt man hierbei die Umgrenzung der aufsteigenden erhitzten Luftsäule als prismatisch an, so ist zur sicheren Rechnung

$k'' = 2,2$ zu setzen; das Verhältniss $\frac{w_1}{w_2}$, wie es die Tabelle XIV

für eine erwünschte Temperaturdifferenz (beigegebener Temperatur t_w) ergibt, ist mit dem Verhältniss der Wärmestrahlung von Luft an Luft zur Wärmestrahlung von Luft an Mauerwände,

d. i. mit $\frac{4,5}{3,6} = 1,25$ zu multipliciren.

Ausser der Wärmemenge w_o geht an die Raumluft auch noch diejenige Wärmemenge verloren, welche die weiterströmende Luft noch verliert, während sie allmählig die Temperatur der Raumluft annimmt. Diese Wärmemenge ist — wenn L' das Volumen in Cubicmetern ist, mit welcher die vorerhitzte Luft in den Raum einströmt und t' die dabei vorhandene Anfangstemperatur bezeichnet und wenn c_v , bzw. c_{v_w} die den Temperaturen t und t_w entsprechenden Raumcapacitäten der Luft, bezogen auf 1 Cubicdecimeter, bezeichnen — ausdrückbar durch

$$w_{oo} = \left(L' \cdot \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t'} \cdot c_v \cdot t - L' \cdot \frac{1 + \alpha t_w}{1 + \alpha t'} \cdot c_{v_w} \cdot t_w \right) 1000$$

wobei $\alpha = 0,003665$). Die Gesamtwärmemenge, welche die vorerhitzte Luft an die Raumluft abgibt, ist mithin durch die Summe $w_o + w_{oo}$ auszudrücken. Diese Summe ist aber auch derjenigen Wärmemenge gleich, welche die vorerhitzt einströmende Luft (L') im Ueberschuss gegenüber derjenigen Wärmemenge mitbringt, die sie später nach Abkühlung auf die Temperatur t_w besitzt; dieser Wärmeüberschuss ist aber, wenn c_v' die der Anfangstemperatur t' entsprechende Raumcapacität der Luft, bezogen auf 1 Cubicdecimeter, bezeichnet, auszudrücken durch

$$W = \left(L' \cdot c_v' \cdot t' - L' \cdot \frac{1 + \alpha t_w}{1 + \alpha t'} \cdot c_{v_w} \cdot t_w \right) \cdot 1000$$

Beachtet man nun, dass

$$c_v' = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t'} \cdot c_v = \frac{1 + \alpha t_w}{1 + \alpha t'} \cdot c_{v_w}$$

sowie auch, dass c_v' sich nur sehr wenig von c_v unterscheidet (vergl. Tabelle IX auf Seite 48), so erhält man, vereinfacht als Gleichung:

$$W = L' \cdot c_v \cdot (t' - t_w) \cdot 1000 = \left[L' \cdot c_v \cdot 1000 + 1,2 \cdot \beta \cdot \left(1,25 \cdot \frac{w_1}{w_2} + 1 \right) \cdot U \cdot H \right] \cdot (t - t_w) \quad (40)$$

Endlich lässt sich das in der Stunde einströmende Luftvolumen auch noch als Produkt der Einströmungsöffnung und der Geschwindigkeit, in der Form

$$L' = O \cdot v' \cdot 3600$$

ausdrücken, wenn O die Einströmungsöffnung in Quadratmetern und v' die auf die Sekunde bezogene Einströmungsgeschwindigkeit in Metern bezeichnet. Man erhält demnach für den in der Stunde einzuführenden Wärmebetrag auch den Ausdruck

$$W = O \cdot v' \cdot 3600000 \cdot c_v \cdot (t' - t_w) = \left[O \cdot v' \cdot c_v \cdot 3600000 + 1,2 \cdot \beta \cdot \left(1,25 \cdot \frac{w_1}{w_2} + 1 \right) \cdot U \cdot H \right] \cdot (t - t_w) \quad (40a)$$

und daraus erhält man für die Anfangstemperatur t' die Beziehung:

$$t' = t + \frac{\beta \cdot (1,25 \cdot \frac{W_1}{W_2} + 1) \cdot U \cdot H}{0.300 \cdot v' \cdot 1000 \cdot c_v} \cdot (t - t_w) \quad (41)$$

Aus den Formeln 40 bis 41 ist nun Folgendes zu ersehen:

Der Wärmebedarf ist um so grösser, je grösser die Menge (L') der in der Stunde einströmenden vorerhitzten Luft ist, speciell bei gegebener Einströmungsöffnung O um so grösser, je grösser die Einströmungsgeschwindigkeit v' ist. Zugleich ist aber auch ein um so geringerer Ueberschuss der Anfangstemperatur t' über die gewünschte mittlere Temperatur t des Luftbades erforderlich, je grösser die in der Stunde einströmende Luftmenge L' oder deren Geschwindigkeit v' ist.

Der letztere Umstand macht es, obwohl die Temperatur t' von bedeutend geringerem Einfluss auf den Wärmebedarf ist als die Geschwindigkeit v' , doch oft nöthig, die erstere oder die Temperaturdifferenz ($t' - t$) nach praktischen Gesichtspunkten zu wählen und danach die Geschwindigkeit v' zu ermitteln nach der Formel

$$v' = \frac{\beta \cdot (1,25 \cdot \frac{W_1}{W_2} + 1) \cdot U \cdot H}{300000 \cdot O \cdot c_v} \cdot \frac{t - t_w}{t' - t} \quad (41a)$$

Eine grosse Einströmungsgeschwindigkeit ist niemals angenehm, aber eine hohe Temperatur der von unten aufsteigenden Luft (insbesondere innerhalb eines sonst mässig warmen Raumes) ist Niemanden auf die Dauer zuträglich und zudem verbietet sich auch die Anwendbarkeit hoher Einströmungstemperaturen aus mancherlei anderen Gründen.

Da, wo es sich nur um geringe Wärmezuführung handelt, kann man mit sehr geringer Einströmungsgeschwindigkeit auch eine mässige Einströmungstemperatur verbinden; so lässt man z. B. in der Peerskammer in London warme Luft von 21 bis 23° Cels. mit einer Geschwindigkeit von nur 0,026 Meter unter den Sitzen und durch den Fussboden vor denselben aufsteigen und findet, dass diese Einrichtung den Bedürfnissen vollkommen entspricht; wo es sich aber um Heizung des Platzes innerhalb eines sehr grossen ungeheizten Raumes oder auch um Heizung

eines nur nach langer Zwischendauer auf kurze Zeit zu heizen- den sehr grossen Raumes handelt, da bleibt oft nichts anderes übrig als mit der Einströmungsgeschwindigkeit bis auf 0,15 und selbst bis auf 0,2 m hinauf zu gehen und dabei eine Einbusse der Wärmeausnützung im Betrage von 50 bis 70 Procent gegenüber dem theoretisch vortheilhaftesten Wärmebetriebe mit in den Kauf zu nehmen, weil man sonst mitunter die Luft mit 60 bis 100° Cels. in den Raum einführen müsste, was praktisch undurchführbar ist; wohingegen man bei den angegebenen Geschwindigkeiten ungünstigsten Falles Einführungstemperaturen von 25° bis allerhöchstens 30° Cels. benöthigt, um eine milde Temperatur an einzelnen Plätzen inmitten eines eiskalten Raumes zu schaffen, ohne dass, wie bei direkter Ofenheizung oder auch bei Anwendung direktwirkender Heizkörper, ein Theil der den Platz benutzenden Personen der Glühhitze ausgesetzt ist, während die etwas weiter entfernten Personen frieren.

Strömt die Heizluft seitlich herzu, so liegen die Verhältnisse wesentlich ungünstiger als bei direktem Aufsteigen derselben aus Fussbodenöffnungen, da die Richtung des seitlich zufließenden Heizluftstromes viel weniger beschränkt ist. Der Heizstrom wird sich deshalb sofort auf einen viel grösseren Raum ausdehnen und dabei mit viel grösserer Menge kalter Luft in Vermischung treten; ausserdem wird er auch — wenn die Einströmungsöffnung sich in mittlerer Höhe oder nahe am Fussboden befindet — den dieser Oeffnung zunächst befindlichen Personen mehr Wärme zuführen als entfernteren Personen. Der Wärmebedarf ist hierbei für die Heizung einzelner Plätze annähernd doppelt so hoch zu veranschlagen als bei Einströmung der Heizluft durch zahlreiche Bodenöffnungen.

Für allgemeine Heizung eines selten oder nur nach langer Zwischendauer jeweils auf kurze Zeit benutzten grossen Raumes gelten die in Abtheilung IX auf Seite 129 bis 138 gegebenen Erläuterungen. —

Die Heizungsanlagen.

Zweiter Theil.

Die Heizung und die Heizungseinrichtungen.

Anleitung

zur

Beurtheilung und Beschaffung zweckmässiger Einrichtungen.

Von

F. H. Haase

geprüfter Civilingenieur, Patentanwalt in Berlin.

Mit 199 Figuren.

Leipzig

Verlag von Otto Wigand.

1895.

Alle Rechte vorbehalten.

Inhaltsverzeichniss.

Erster Abschnitt.

Theorie der Heizung.

	Seite
I. Allgemeines über die Wärmeabgabe von Heizkörpern bei bestimmter Heizflächentemperatur	1
Die Bestrahlung der Raumwandflächen seitens eiserner Heizkörper und Thonkachelöfen und die Durchstrahlung dünner Glaswände	1
Lehrsatz I betreffend den Wärmeverlust infolge direkter Bestrahlung der Wände	7
Die Abhängigkeit der Wärmeabgabe eines Heizkörpers an die Raumluft von dem Wege der Luft entlang der Heizfläche	9
Fundamentalgleichungen zur Beurtheilung des Einflusses der Lufttemperatur und des Luftweges entlang einer Heizfläche auf deren Wärmeabgabe	11
Der Einfluss der Heizflächengestalt und Lage auf die Wärmeabgabe der Heizfläche durch berührende Ableitung	12
Curven der Wärmeabgabe gleichmässig heisser Heizflächen an Luft	15 u. 49
Lehrsatz II betreffend das Wachsen der Wärmeabgabe einer Heizfläche mit der Temperatur derselben	15
Wegcurven, welche die Temperaturzunahme der Luft mit deren Weg an der Heizfläche zu beurtheilen gestatten	18
Einfluss der Wegverlängerung der Luft an der Heizfläche auf die Wärmeabgabe der letzteren	21
Wegcurven für ungleichmässig heisse Heizflächen	24
Lehrsatz III betreffend den Einfluss der Luftstromrichtung auf die Lufttemperatur	28
Graphische Darstellung der Wärmeabgabe ungleichheisser Heizflächen an Luft im Parallelstrom und im Gegenstrom	29 u. 36
Lehrsatz IV betreffend den calorischen Effekt der Heizfläche bei Parallelstromheizung und bei Gegenstromheizung	32
Annäherungsberechnung der Wärmeabgabe einer ungleichmässig heissen Heizfläche	42
Tabelle I betreffend den Werth von $(1,0077)^t$	46
Tabelle II betreffend den Werth von $(t-t_k)^{1,233}$	46

	Seite
Verhältniss ν_a der Wärmestrahlung zur Wärmeabgabe durch berührende Ableitung	50
II. Die Erhitzung der Ofenwandung durch Feuer- oder Heizgase	53
Tabelle III betreffend den Wärmestrahlungscoefficienten k' . . .	53
Die Temperatur t_g der Feuer- oder Heizgase in unmittelbarer Berührung der Wand	55
Die Schätzung der Temperatur t_w der inneren Ofenwandfläche . .	56
Betrachtungen zu den Figuren 15 bis 19	58
III. Die Wärmetransmission der Feuer- und Heizgasöfen . .	61
Formeln zur Berechnung der Wandflächentemperaturen für hohe Heizgastemperaturen	63
Formeln zur Berechnung der Wandflächentemperaturen für wenig hohe Heizgastemperaturen	66
Curve zur Beurtheilung der Wärmeabgabe hochtemperirter Feuergase	69
Mittel zur Erzielung hoher Anfangstemperatur der Feuergase . .	70
Einfluss der Ummantelung und der Ausfütterung des Feuerherdes eiserner Oefen	74
IV. Die Wärmetransmission der Wasserheizkörper	78
Tabelle V betreffend die Wärmeabgabe von Wasserheizkörpern .	81
V. Die Wärmetransmission der Dampfheizkörper	82
Tabelle VI betreffend das Verhältniss der Dampfspannung zur Dampftemperatur und zum specifischen Gewichte des Dampfes . . .	84
VI. Der Nutzwert der Heizkörperrippen	84
Tabelle VII betreffend Deny's Untersuchungen	85
Formel zur Berechnung des Heizwerthes der Oberfläche eines gerippten Heizkörpers	91
VII. Die Erhitzung oder Erzeugung der Wasser- und Dampfheizmedien	92
VIII. Ergänzungsbetrachtungen über Flächentemperaturen feuerberührter Wände und über die Wärmeabgabe der Feuergase bei Parallelstromheizung und bei Gegenstromheizung	98
Der Einfluss der Relativgeschwindigkeit und der absoluten Geschwindigkeit des Heizmediums und des zu heizenden Mediums .	100
Curve betreffend die Wandflächentemperaturen eines Feuerofens .	102
IX. Der absolute Nutzeffekt bei Parallelstromheizung und bei Gegenstromheizung	103
Die Feuergase könnten wohl im Gegenstrom etwas weiter ausgenutzt werden, es geschieht dies aber in der Praxis thatsächlich nicht. Die Gegenstromheizung benöthigt immer eine grössere Heizfläche als die Parallelstromheizung. Eine Combinirung der Gegenstromheizung mit der Parallelstromheizung ist der Gegenstromheizung theoretisch und praktisch gleichwerthig. Bei Lufterwärmungs-Oefen ist die Parallelstromheizung ökonomisch vortheilhafter als die Gegenstromheizung; bei Dampfkesselheizung im Allgemeinen ebenfalls, nur bei hoher Wassertemperatur wird combinirtes Heizungssystem unter Umständen empfehlenswerther.	

Zweiter Abschnitt.

Grundprincipien der Heizung und der Heizkörper.

	Seite
I. Allgemeine Grundprincipien der Einrichtung der Feueröfen für Luftherhitzung	119
1) Einrichtungen für erwünschte Gesamt-Wärmeabgabe	119
Tabelle VIII betreffend die zu gleicher Wärmeabgabe bei verschiedener Feuergastemperatur erforderlichen Heizflächen bei unbekleideter und bei bekleideter eiserner Ofenwandung	123
Curven betreffend die Gesamtgrösse einer Ofenheizfläche bei gegebener Anfangs- und Endtemperatur der Feuergase und zwar für nichtausgefütterte und für ausgefütterte eiserne Oefen	126
Formeln zur Berechnung der nöthigen Heizfläche eiserner Oefen für gewünschte Wärmeabgabe	128
Tabelle IX betreffend die nothwendige Heizfläche eiserner Oefen bei praktischer Ausfütterung derselben	131
Formeln zur Berechnung der Heizfläche praktisch ausgefütterter Oefen	132
Besprechung der Grundprincipien der Ofeneinrichtungen anfangend:	133
Formeln zur Berechnung der Heizfläche eines Thonkachelofens	140
2) Einrichtungen für erwünschte Wärmestrahlung	142
Kaminofen, Gasheizungsöfen	
3) Einrichtungen für die Bedienung der Oefen	153
Baylac-Ofen, Wasseralfinger Ofen, Amerikanischer Ofen, Hausers Ofen, Seldis-Ofen, Ten-Brinck-Ofeneinrichtung, etc.	
II. Einrichtungen von Central-Luftheizungsöfen und ihres Luftherhitzungsraumes	166
Ofenfugen beginnend:	167
Staubablagerung	171
Gemauerter Zentral-Luftheizungssofen	173
Oefen welche aus einem gemauerten Feuerherd und röhrenförmigen Heizelementen zusammengesetzt sind	174
Oefen mit vollständig ausgefüttertem eisernem Feuerherd und verschiedenartig gestalteten Heizelementen	178
Einfache gerippte eiserne Oefen	181
Kastenförmige Oefen mit eingemauerten Abtheilungswänden	182
III. Allgemeine Grundprincipien der Wasserheizung	184
Das Verhältniss der Druckzunahme vollständig umschlossenen Wassers zur Temperaturzunahme desselben	185
Tabelle X betreffend den Ausdehnungscoefficienten und das specifische Gewicht des Wassers bei verschiedenen Temperaturen	189
Die verschiedenen Kreislaufsysteme und die Berechnung der Geschwindigkeit des Wassers in denselben, beginnend:	189

	Seite
IV. Die verschiedenen Arten der Wasserheizung	197
Tabelle XI betreffend den zur Wassererhitzung auf gewünschte Temperatur nöthigen Ueberdruck	200
V. Wassererhitzungsapparate für Niederdruck- und Mitteldruck-Wasserheizung	203
Berechnung der Heizflächengrösse der Wassererhitzungsapparate	207
VI. Heizkörper für Niederdruck- und für Mitteldruck-Wasserheizung	208
Umbiegungen und Querschnittserweiterungen	209
Einrichtung der Ummantelung	214
VII. Wassererhitzungs- und Heizkörper-Einrichtung für Hochdruckwasserheizung	216
Abdichtung der Perkinsrohre	216
Einfache und mehrfache Heizungssysteme	217
Die ins Feuer zu legende Rohrlänge	219
Die nöthige Wassergeschwindigkeit	221
Einrichtung der Feueröfen	223
Heizschlangen und deren ganze oder theilweise Ausschaltung	225
Berechnung der Wassertemperatur an bestimmter Stelle eines Heizungssystems	228
Die erforderliche Länge der Heizschlangen	229
VIII. Ausdehnungsgefässe für Nieder-, Mittel- und Hochdruck-Wasserheizung	230
Regulirung des Luft- und Wasserinhaltes eines Windkessels	236
IX. Dampfheizung	238
Niederdruckdampfkessel	238
Luftzugregulirvorrichtungen	240
Wasserabscheider	243
Die Verwendung von Hochdruckdampf	244
Reduktionsventil oder selbstthätiger Druckregler	245
Die Heizkörper	248
Der Kreislauf bei Dampfheizung	248
Die Luftfüllung des Heizungssystems	249
Rückschlagventile	249
Beseitigung der Luft aus dem Heizungssystem	249
Das Bechem-Post'sche Niederdruckheizungssystem	251
Die Regulirung der Wärmeabgabe der Heizkörper	251
Luftregulirung	254
Wasserregulirung	257
Verwendung des Abdampfes von Dampfmaschinen zu Heizungszwecken	259
Die Beseitigung des Condenswassers der Dampfheizungsanlagen	261
Dampfwasserableitersysteme	263

	Seite
Berechnung der Grösse der Dampfkessel	267
Berechnung der Grösse der Heizkörper	271
X. Dampfwarmwasserheizung und Dampfwasserheizung . . .	273
Die Erhitzung des Wassers durch Dampf	274
Die Regelung der Wärmeabgabe des Dampfes an das Wasser . . .	275
Einrichtung der Dampfwasserheizkörper	276
XI. Elektrische Heizung	278
Elektrische Spannung (Volt)	279
Stromstärke (sekundliche Strommenge) (Ampère)	279
Volt-Ampère (gleich Watt)	279
Elektrische Pferdestärke	279
Der Leitungswiderstand und das Ohm'sche Gesetz	280
Die Kosten der Wärmeentwicklung	281
Elektrische Heizkörper	283
Abmessungen des Heizleiters	285
Tabelle XII betreffend den Leitungswiderstand	286
Selbstthätige Schaltung	287

The first of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

The second of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

The third of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

The fourth of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

The fifth of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

The sixth of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

The seventh of these is the fact that the American Medical Association has been successful in its efforts to secure the passage of the Federal Food and Drug Act, which gives the Federal Government the power to regulate the manufacture and sale of food and drugs. This is a very important step in the history of public health in this country, and it is a credit to the American Medical Association that it has been able to secure this legislation.

Berichtigungen.

Zum ersten Theil.

Auf Seite 156, Zeile 4 von oben lies: „20 mal je $\frac{1}{2}$ Minute oder je $\frac{1}{6}$ Stunde lang in jeder Stunde“ anstatt $\frac{1}{6}$ Stunde.

Zum zweiten Theil.

Auf Seite 22, Zeile 16 von oben lies: „Lufterhitzung **an** verschiedentemperirten Flächenstellen“.

Auf Seite 63, Zeile 6 von unten in Formel 17 lies:

„ $t_h = \dots$ “ anstatt $t_w = \dots$

Auf Seite 97, Zeile 2 von oben lies:

„Wandtemperaturen“ anstatt Temperaturen.

Auf derselben Seite wurde übersehen, darauf besonders aufmerksam zu machen, dass die mittlere Ordinate nicht ohne Weiteres aus den Figuren 28 und 29 abgegriffen werden kann, sondern, dass man die sich daraus ergebende Fläche auf die Weglänge beziehen muss, auf welcher die Feuergase sich von der Anfangstemperatur bis zur Endtemperatur abkühlen. Es ergibt sich dies übrigens aus früheren Betrachtungen zu den Figuren 2 und 3.

Auf Seite 207 und 218 in Formel 27 lies „o“ anstatt „O“.

„ „ „ Zeile 16 von unten }
„ „ 218 „ 15 „ „ } lies „o“ anstatt „O“.

1870

1871

1872

1873

1874

1875

1876

1877

1878

1879

1880

1881

1882

1883

1884

1885

1886

1887

1888

Haase, Friedrich Hermann

Die Heizungsanlagen

Bd.: 1

1894

Techn. 90 xc-1/2

urn:nbn:de:bvb:12-bsb11889122-0